



МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ



**ХАРКІВСЬКА НАЦІОНАЛЬНА АКАДЕМІЯ
МІСЬКОГО ГОСПОДАРСТВА**

А.В. Коваленко,

І.Л. Скуріхін

КОНСПЕКТ ЛЕКЦІЙ

з курсу

"МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ"

(для студентів 3,4 курсів усіх форм навчання спеціальності
7.092 201 – "Електричні системи і комплекси транспортних засобів")

Конспект лекцій з курсу "Механічне обладнання транспортних засобів" (для студентів 3,4 курсів усіх форм навчання спеціальності 7.092201 – "Електричні системи і комплекси транспортних засобів"). /Авт.: А.В. Коваленко, І.Л. Скуріхін. – Харків: ХНАМГ, 2008. – 123 с.

Автори: доц., к.т.н. А.В. Коваленко,
 доц., к.т.н. І.Л. Скуріхін

Рецензент: професор, д.т.н. В.П. Шпачук

Рекомендовано кафедрою електричного транспорту,
протокол №2 від 07.09.2007 р.

© ХНАМГ, Коваленко А.В., Скуріхін І.Л.

ЗМІСТ

1. Предмет "Механічне обладнання транспортних засобів"	4
2. Механічна частина ТЗ.....	4
3. Основні характеристики ТЗ.....	5
4. Конструкція та розрахунок кузовів транспортних засобів.....	14
5. Конструкція та розрахунок візків ТЗ.....	21
6. Колісні пари (мости), колеса.....	41
7. Ресорне підвішування (РП).....	53
8. Рульове керування.....	70
9. Тягові приводи ТЗ.....	87
10. Гальмування ТЗ.....	98
11. Двигуни внутрішнього згоряння (ДВЗ).....	112
Список літератури.....	122

1. ПРЕДМЕТ "МЕХАНІЧНЕ ОБЛАДНАННЯ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ"

Дисципліна "Механічне обладнання транспортних засобів" вивчає теорію та розрахунки конструкцій механічних частин транспортних засобів (ТЗ).

2. МЕХАНІЧНА ЧАСТИНА ТЗ

2.1. Вимоги до ТЗ:

- а) максимальні зручності для пасажирів за мінімальної вартості перевезень;
- б) достатня надійність;
- в) висока провізна спроможність;
- г) високі тягово–динамічні властивості, які характеризують рух транспорту в поздовжньому напрямі, а також властивості, які характеризують рух транспорту в поперечному напрямі (маневреність).

2.2 Склад механічної частини

Механічна частина ТЗ складається з таких елементів (рис. 2.1):

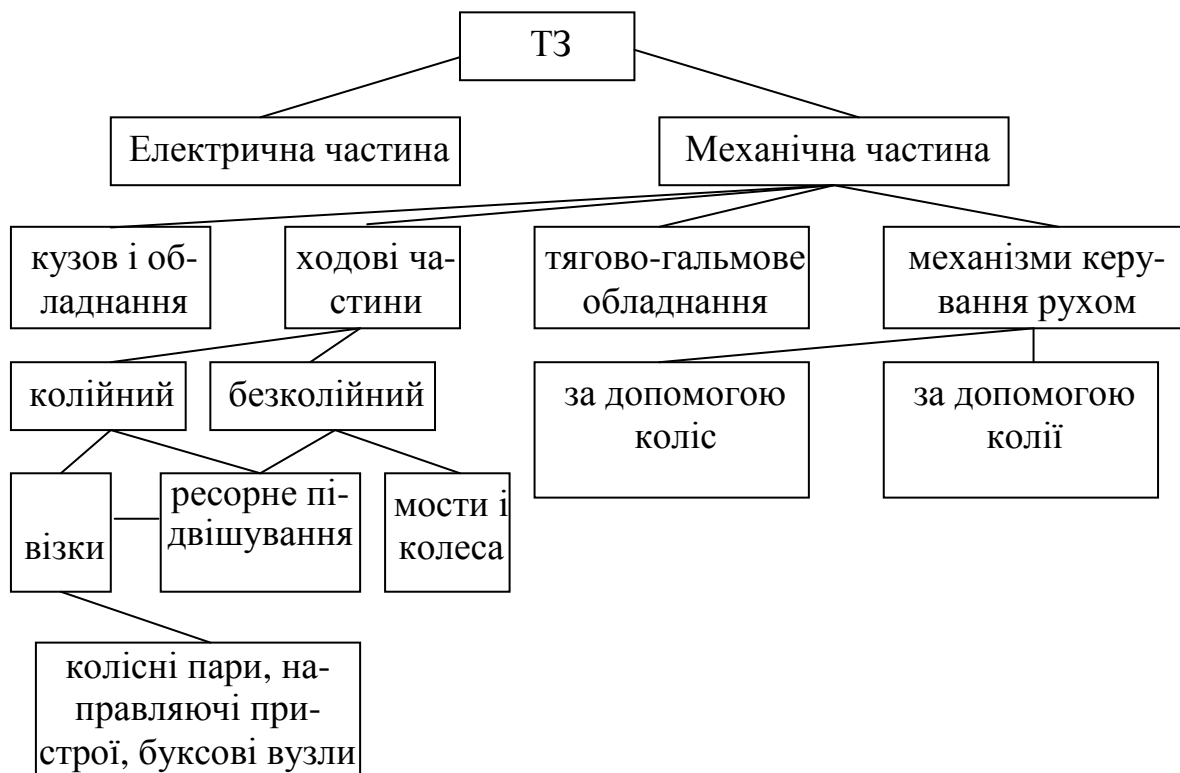


Рис. 2.1 – Структурна схема механічної частини ТЗ

2.2.1. Кузов – призначається для розміщення пасажирів або вантажу (в залежності від призначення), обслуговуючого персоналу, а також тягового обладнання і механізмів керування.

Під кузовом і частково в ньому розміщене допоміжне обладнання (пневматичне, електричне, механічне), а також системи, що забезпечують відповідний рівень комфортабельності – обладнання салону (сидіння, поручні, огороження), системи **вентиляції, опалення, освітлення**.

2.2.2. Ходові частини – це елементи механічного обладнання, які перетворюють роботу тягового електроприводу в роботу, що витрачається на рух екіпажу і служать для подолання сил взаємодії між рухомим складом (РС) і шляховою будовою, як у вертикальному напрямі (ресорне підвішування), так і в горизонтальному (направляючі пристрої).

2.2.3. Тягово–гальмове обладнання – це комплекс пристроїв, що служать для передачі зусиль крутного моменту від тягових електродвигунів на колеса, а також для реалізації гальмових зусиль.

2.2.4. Механізми керування рухом:

а) механізми, за допомогою яких водій керує передніми колесами і змінює напрям руху (тролейбуси, автобуси);

б) пристрої, коли напрям руху змінюють за допомогою взаємодії ходових частин з шляховими пристроями (трамвай, метро, залізниця).

3. ОСНОВНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ТЗ

3.1. Габаритні розміри

3.1.1. Зовнішні габаритні розміри (рис. 3.1):

K_1 – колія передніх коліс;

K_2 – колія задніх коліс;

Π – ширина;

D – довжина;

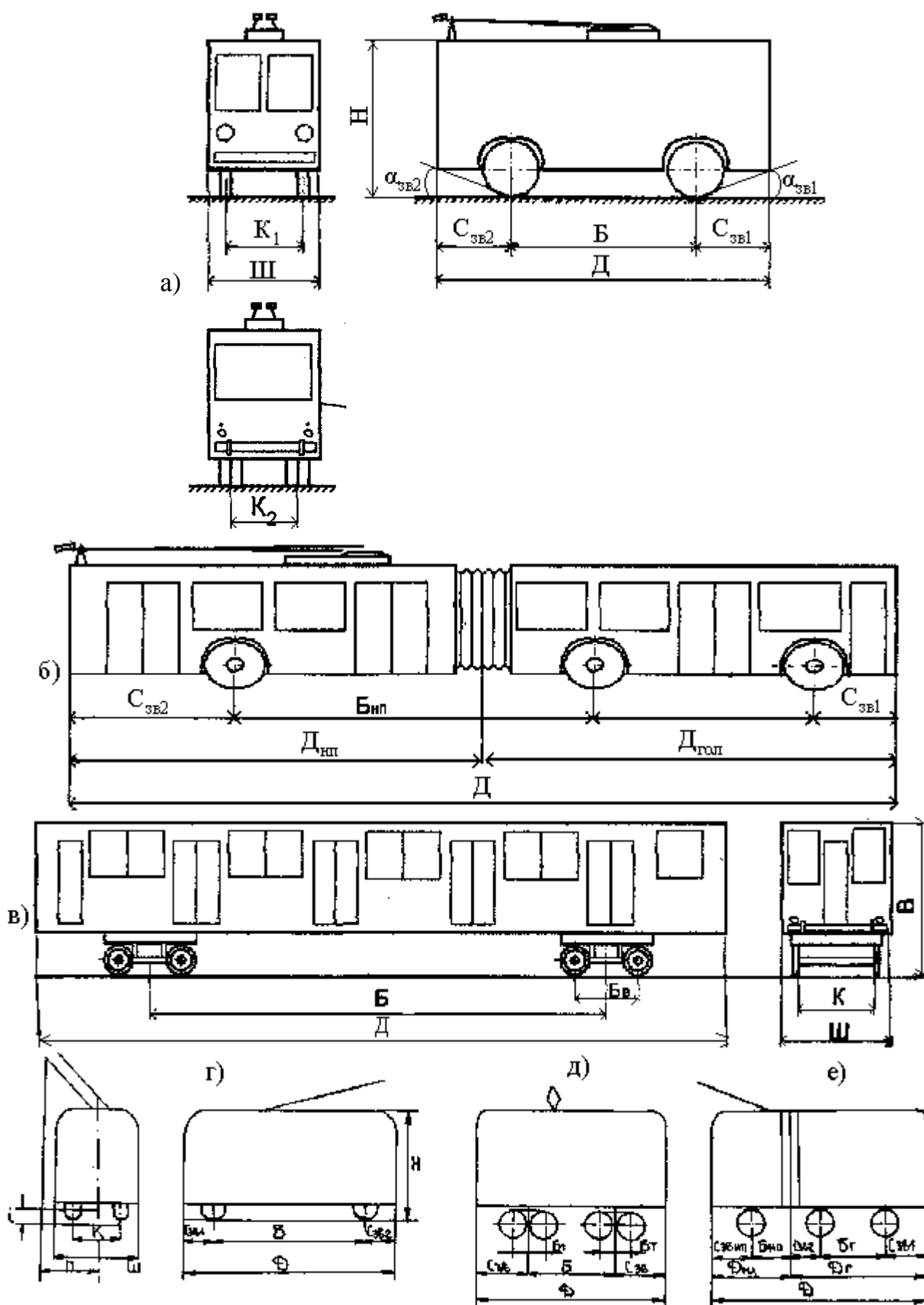


Рис. 3.1 – Основні габаритні розміри електричного рухомого складу:
 а,г – двовісний тролейбус; б,е – зчленований тролейбус;
 в – вагон метрополітену; д – трамвайний вагон

Б – база, $\frac{Д}{Б} = 1,48 \div 3,5$ – менші значення відносяться до вагонів метрополі-

тену, більші – до двовісних трамваїв;

Н – висота;

Б_в – база візка;

Б_{гол.} – база головної секції;

Б_{нп} – база напівпричепу;

Д_{гол.} – довжина головної секції;

$\alpha_{зв1}$, $\alpha_{зв2}$ – кути звісу передній і задній (наприклад, в тролейбусі ЗіУ–9 $\alpha_{зв1} = \alpha_{зв2} = 7^\circ$);

$C_{зв1}$, $C_{зв2}$ – передній і задній звис. Ці розміри впливають на розвіску, характер коливань при пускові і гальмуванні вписуванні в горизонтальні криві плану і вертикальні криві подовжнього профілю шляху.

$K_{1,2}$ – визначає запас поперечної стійкості і обмеження швидкості в кривих.

Поперечний габарит РС – це граничне поперечне окреслення (перпендикулярне осі шляху), в середині якого повинен розташовуватись встановлений на прямій горизонтальній ділянці шляху новий і з максимальними нормованими допусками на знос РС. Ця умова повинна виконуватись як без навантаження, так і з повною пасажирською навантаженістю.

3.1.2. Габаритом наближення будов називається граничне поперечне окреслення, в середину якого, крім РС, не повинні заходити ніякі споруди і пристрої, крім обладнання контактної мережі, що безпосередньо взаємодіє з струмоприймачами РС.

3.2. Внутрішні розміри кузова

Вони визначаються:

- 1) зовнішніми габаритами;
- 2) габаритними розмірами ходових частин та іншого підкузовного обладнання;
- 3) відстанню між нижньою площиною рами і верхньою площиною настилу підлоги;

4) товщиною стінок і даху кузова.

Допоміжне обладнання прагнуть розміщувати на рівні ходових частин. В той же час необхідно зменшати габарити ходових частин (в метро цим засобом вдається знизити діаметр тунелю; на трамваї та тролейбусі – полегшити умови посадки й висадки пасажирів).

При плануванні салону визначають:

а) габарити салону РС;

б) розподіл навантажень на ходові частини;

в) розташування, кількість та ширину дверей (Π_d), відношення ширини дверних прорізів до довжини (Д) РС:

$$\frac{\Pi_d}{D} \geq 0,2 \text{ (трамвай, тролейбус, автобус)}$$

$$\frac{\Pi_d}{D} \approx 0,4 \text{ (метро);}$$

г) розташування сидінь пасажирів;

д) призначення РС, що визначає швидкість пасажирообміну;

На ТЗ кількість сидінь повинна дорівнювати 0,3–0,5 розрахункової місткості; для метрополітену сидіння повинні розташовуватись поздовжньо.

Внутрішні планувальні розміри кузова регламентовані ГОСТ 10022–75; розміри і технічні вимоги до обладнання кабіни – ГОСТ 122033–76.

Рациональність планування РС оцінюють коефіцієнтом використання габаритів

$$\eta_{\omega} = \frac{S_{\text{пас}}}{D \cdot \Pi}, \quad (3.1)$$

де $S_{\text{пас}}$ – площа для розміщення пасажирів, що сидять і стоять.

Необхідно збільшувати η_{ω} , але не за рахунок площі кабіни водія.

3.3. Місткість – загальна кількість місць в пасажирському приміщенні кузова для пасажирів, що стоять $M_{\text{ст}}$ та сидять $M_{\text{сид}}$ з урахуванням заповнення:

$$M = M_{\text{сид}} + M_{\text{ст}} \quad (3.2)$$

$$M_{\text{ст}} = \alpha F \quad (3.3)$$

де F – площа проходів і накопичуваних площадок, яку заповнюють стоячі пасажери, за відрахуванням кабіни та підніжок);

α – коефіцієнт наповнення площі F накопичувальних площадок та проходів для розміщення стоячих пасажирів (кількість пасажирів на 1 м^2);

$\alpha_1 = 5 \text{ чол/м}^2$ – нормальне заповнення;

$\alpha_2 = 8 \text{ чол/м}^2$ – максимальне заповнення (в години "пік");

$\alpha_3 = 10 \text{ чол/м}^2$ – при розрахунку механічних частин на міцність.

В розрахунках вага одного пасажирів $g = 70 \text{ кг}$.

В найближчий перспективі $\alpha_2 = 5 \text{ чол/м}^2$, у віддаленій – $\alpha_2 = 3 \text{ чол/м}^2$.

Підвищення α знижує капітальні і експлуатаційні витрати з розрахунку на 1 пасажирів. Із-за різноманітності умов руху місткість має бути від меншої до більшої.

Місткість поділяють на розмірні ряди від 35 до 260 чоловік – всього 6 рядів в залежності від груп населеності міст, яких – п'ять.

3.4 Провізна спроможність РС – це кількість пасажирів, що можна перевезти в перерізі перегону за 1 годину.

$$B = Mj = 60 \frac{M}{t_i}, \quad (3.4)$$

де M – розрахункова місткість;

$j = \frac{N_{\text{дв}}}{T}$ – розрахункова інтенсивність руху (кількість потягів $N_{\text{дв}}$, які проходять через переріз перегону за розрахунковий час $T = 60 \text{ хв.}$);

$t_i = \frac{60}{j}$ – розрахунковий інтервал.

3.5. Вагові характеристики оцінюють:

а) коефіцієнтом використання зчіпної ваги порожнього вагону (тари):

$$\eta_{\text{зч.т.}} = \frac{G_{\text{зч.т.}}}{G_{\text{т}}}, \quad (3.5)$$

де $G_{\text{т}}$ – вага тари екіпірованого вагону без пасажирів. Вона залежить від його розмірів, типу, місткості, конструкції, матеріалів і складає: вага тролейбу-

са – 6–17 т; трамваю – 11–20 т; вагона метрополітену – 20–40 т.

$$G_T = E_{\text{сид}} \cdot T, \quad (3.6)$$

де T – коефіцієнт маси – маса кузова, яка припадає на одного пасажир, що сидить:

$$T_{\text{трол}} - 250\text{--}500 \text{ кг/пас},$$

$$T_{\text{трамв}} - 300\text{--}350 \text{ кг/пас},$$

$$T_{\text{метро}} - 600\text{--}700 \text{ кг/пас}.$$

Чим нижчий коефіцієнт T , тим досконаліша конструкція РС. Пропорційно масі зростають витрати на енергоносії, навантаження на шлях, знос шляху, експлуатаційні витрати на утримання РС і шляхових пристроїв. Зниження власної ваги підвищує економічні показники:

$G_{\text{зч.т.}}$ – зчіпна вага тари – вага порожнього РС, яка припадає на ведучі осі;

б) коефіцієнтом використання зчіпної ваги повного вагону –

$$\eta_{\text{зч.п.}} = \frac{G_{\text{зч.п.}}}{G_{\text{п}}}, \quad (3.7)$$

де $G_{\text{зч.п.}}$ – повна вага вагону з пасажирями, яка припадає на ведучі осі;

$G_{\text{п}}$ – повна вага вагону з пасажирями.

3.6. Осність

Буває 2-, 3-, 4-, 10-осний РС. Осність характеризується колісною формулою. Ця формула показує число осей і коліс на них, починаючи з задньої частини. Наприклад, колісна формула тролейбуса $\text{ЗіУ-9} - 4 \times 2$ (ззаду – 4 колеса, спереду – 2, кількість цифр – це кількість осей).

У тролейбуса $2/3$ ваги припадає ходові на задню вісь, тому ззаду 4 колеса.

Осність визначає допустимі навантаження ходових коліс на колію за умови міцності верхньої будови шляху.

Номінальне статичне навантаження на вісь трамваю – понад 120 кН, метро – понад 140 кН. Допустиме навантаження коліс на колію обмежується зминанням поверхні їх контакту.

Питоме навантаження: $p = G/D_{\text{к}}, \quad (3.8)$

де G – загальне навантаження на колесо;

D_k – діаметр колеса.

Для трамваю $p = 75$ Н/мм, для метрополітену $p = 60\text{--}65$ Н/мм.

3.7. Динамічні характеристики – це характеристики тягово–гальмових властивостей РС, швидкості руху, частоти коливань кузова.

З динамічних характеристик визначається питома міцність тягових двигунів, конструкція ресорної підвіски, конструкція гальмових пристроїв, перерозподіл навантаження кузова і візка при розгоні та гальмуванні й т. ін.

а) Прискорення визначається так:

$$a_{\text{роз}} = \frac{dV_{\text{роз.}}}{dt_{\text{роз}}} = \frac{d^2S_{\text{роз.}}}{dt_{\text{роз}}^2}, \quad (3.9)$$

де $dV_{\text{роз.}}$ – швидкість виходу на автоматичну характеристику розгону;

$dt_{\text{роз}}$ – час розгону.

б) Уповільнення визначається так:

$$a_{\text{гальм}} = \frac{dV_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}} = \frac{d^2S_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^2}, \quad (3.10)$$

де $dV_{\text{гальм}}$ – швидкість початку гальмування;

$dt_{\text{гальм}}$ – час гальмування.

З умов безпеки і комфорту пасажирів $a_{\text{роз, гальм}} \leq 1,5$ м/с².

в) Поштовхи прискорення та уповільнювання характеризуються швидкістю зростання прискорення та уповільнювання.

$$\frac{da_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}} = \frac{d^2V_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}^2} = \frac{d^3S_{\text{роз}}}{dt_{\text{роз}}^3}; \quad (3.11)$$

$$\frac{da_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}} = \frac{d^2V_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^2} = \frac{d^3S_{\text{гальм}}}{dt_{\text{гальм}}^3}; \quad (3.12)$$

Від цих показників залежить комфортабельність пасажирів.

Для РС повинно бути:

$$\frac{d^2V}{dt^2} \leq 2 \text{ м/с}^3 \quad (3.13)$$

г) Конструкційна швидкість V_k :

– тролейбуса – 60–80 км/год;

– трамваю ≤ 75 км/год.

Коефіцієнт швидкості для:

– тролейбуса $\frac{V_k}{V_{\max}} = \frac{70}{60} = 1,17$;

– трамвая $\frac{V_k}{V_{\max}} = \frac{75}{65} = 1,15$.

З умов експресного руху $V_k = 100\text{--}120$ км/год.

3.8. Гальмовий шлях – це частка шляху від моменту початку гальмування до повної зупинки.

Для трамваїв гальмовий шлях при швидкості 30 км/год повинен бути не більше 35 м (службове гальмування), при екстреному гальмуванні – не більше 16 м.

Для тролейбусів, автобусів гальмовий шлях при екстреному гальмуванні повинні бути не більше 11 м.

Ці показники з умов "Правил експлуатації трамваїв та тролейбусів" повинні перевірятися під час кожного виходу з депо.

3.9. Жорсткість ресорної підвіски – відношення навантаження на ресорне підвішування до одиниці деформації (прогину):

$$Ж = \frac{dP}{df}, [H/cm], \quad (3.14)$$

де P – навантаження на ресорну підвіску;

f – прогин від навантаження на ресорну підвіску.

Гнучкість $\Gamma = \frac{df}{dP}$ – величина, зворотна жорсткості.

3.9. Прохідність – це властивість долати нерівності шляху, затяжні підйоми та спускання, ділянки з водою, снігом.

Прохідність поділяється на поперечну, яка характеризується радіусом поперечної прохідності $R_{\text{п}}$, і поздовжньої (рис. 3.2,а). Остання характеризується переднім α_1 і заднім α_2 кутами звісів і радіусами верхнім $R_{\text{в}}$ і нижнім $R_{\text{н}}$ поздовжньої прохідності.

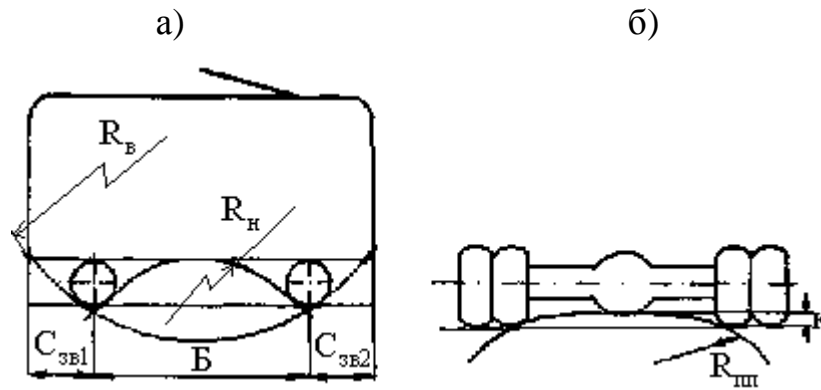


Рис. 3.2 – Радіуси а – поперечної і б – поздовжньої прохідностей безрейкового рухомого складу

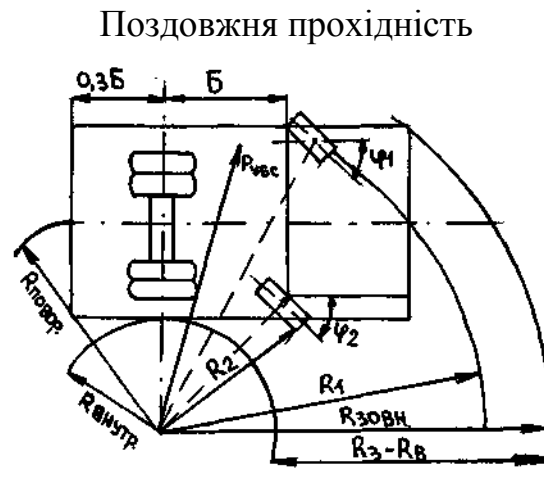


Рис. 3.3 – Схема руху безрейкового рухомого складу на повороті

Шляховий просвіт K (кліренс) – це відстань від нижньої точки ходових частин чи обладнання кузова до дорожнього покриття (рис. 3.2,а).

3.10. Маневреність – це властивість відхилення від напрямку руху, обгону спереду їдучого РС, повороту і розвороту, руху заднім ходом. Характеризується радіусами (рис. 3.3): зовнішнім R_3 та внутрішнім $R_{\text{в}}$. Їх різниця $(R_3 - R_{\text{в}})$ – коридор вписування РС в поворот.

3.11. Естетичні і санітарно–гігієнічні вимоги:

Зручність для пасажирів при проїзді (зручно триматися пасажирам, закруглення кутів сидіння), покращений пасажирообмін на зупинках, можливість механічного прибирання, зручність виконання ремонту.

4. КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК КУЗОВІВ ТРАНСПОРТНИХ ЗАСОБІВ

4.1. Кузов – частина екіпажу, призначена для розміщення пасажирів, обслуговуючого персоналу, необхідного обладнання, а також для сприйняття навантажень під час руху.

Вимоги:

- дотримання габаритів за зовнішніми розмірами;
- міцність конструкції при малій вазі;
- зручність планування пасажирського салону, приміщень обслуговуючого персоналу;
- наявність засобів вентиляції, опалення і освітлення;
- форма кузова повинна забезпечувати мінімальний опір рухові.

4.2. Класифікація кузовів РС (рис. 4.1):

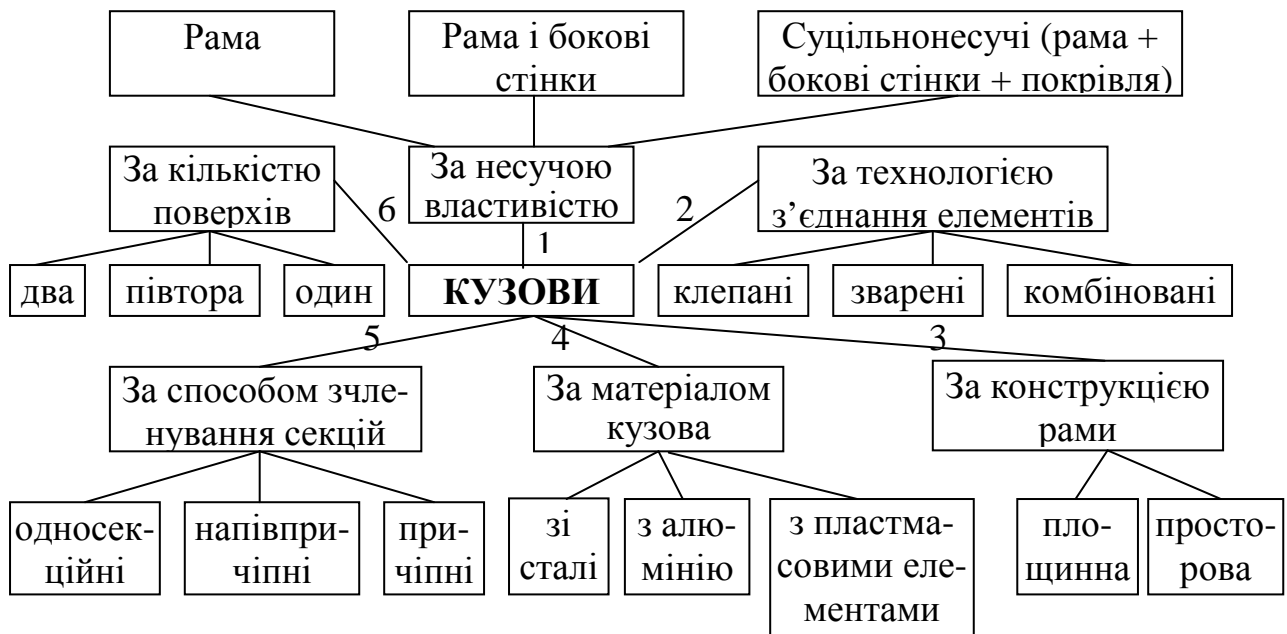


Рис. 4.1 – Класифікаційна схема кузовів РС

4.2.1. За несучою властивістю (рис. 4.2):

- а) Рама + ненесучий кузов (коефіцієнт маси $1,1 \div 1,25$ т/м);
- б) Рама + бокові стіни (коефіцієнт маси $1 \div 1,2$);
- в) Весь кузов з покрівлею (коефіцієнт маси $0,86 \div 1$).

Судячи з коефіцієнта маси (маса одного метра довжини кузова) при однаковій міцності, суцільнонесучі кузови значно легші, хоча у виготовленні – складніші.

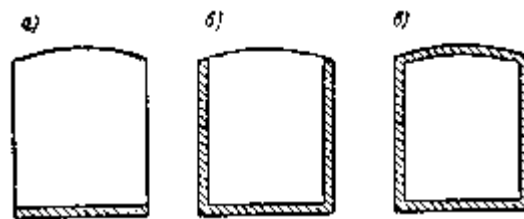


Рис. 4.2 – Схеми поперечного переріза кузова: а – з несучою рамою;
б – з несучими стінками та рамою; в – суцільнонесучий

4.2.2. За технологією з'єднання елементів:

- а) клепаний;
- б) зварений;
- в) комбінований.

Клепаний – велика вага, послаблення перерізів, висока вартість зборки (складні технології); відносно проста зміна деталей під час ремонту.

Зварений – деталі кузова зварені між собою – усунуті недоліки клепаного.

Комбінований – має переваги попередніх.

4.2.3. За конструкцією рами: площинні (трамваї, вагони метро); просторові (тролейбуси ЗіУ–9).

4.2.4. За матеріалом кузова: сталеві (тролейбуси ПМЗ, ЗіУ); алюмінієві (тролейбуси заводу ім. Антонова не іржавіють); з пластмасовими елементами – перспективні.

4.2.5. За способом з'єднання секцій: причіпні, напівпричіпні; у трамваїв – з опорним на візок зчепленням.

Розрізняють два типи зчленування кузовних секцій:

а) напівпричіпного типу (консольного, при якому причіпна секція опирається на ходові частини через шарнірний вузол на раму ведучої секції), найбільше розповсюдженого.

б) причіпного типу (зчеплення завантажено тільки тяговим зусиллям).

Вимоги до зчленування напівпричепа.

Зчленування повинно забезпечувати:

- свободу необхідних переміщень секцій в 3-х перпендикулярних площинах;
- безпеку і зручність переходу пасажирів через зону зчеплення під час руху;
- безшумність роботи;
- мінімальність вібрації і ударяння зчленуваних секцій при повороті і русі РС на прямих ділянках шляху;
- мінімальний коридор вписування;
- високу надійність, зносостійкість, мінімальні потреби в експлуатаційному обслуговуванні, ремонтпридатність та можливість розчеплення секцій під час ремонту;
- герметичність міжсекційних ущільнень.

4.2.6. За поверховістю – одно, півтора і двоповерхові. Двоповерхові (збільшений час стоянки, низький коефіцієнт використання другого поверху, знижена поперечна стійкість) застосовуються в стиснених вуличних умовах (в 30-х роках ХХ-го століття тролейбус ЯТБ-3 – півтораповерховий), нині автобуси в Англії.

4.3. Складові частини кузова: задня та передня стінки, дах, лівий та правий борт, основа (рама).

Несучі елементи: подовжні – стінгери, поперечні – шпангоути, ззовні – закріплюється обшивка.

Профілі несучих елементів: труба кругла, труба прямокутна, тавр, двотавр, швелер, кутик.

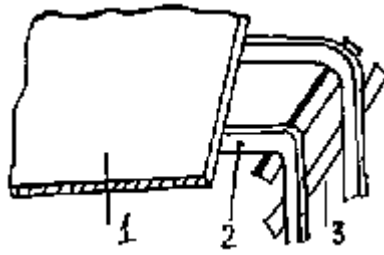


Рис. 4.3 – Несучі елементи кузова: 1 – обшивка, 2 – шпангоути, 3 – стінгери

4.4 Розрахунок загальної міцності несучого кузова

В даному розрахунку кузов розглядається як балка прямокутного перерізу, яка лежить на двох опорах і несе вертикальне навантаження G від власної ваги та ваги пасажирів і обладнання.

Припустимо, що загальна довжина кузова D , відстань між опорами B (база) і довжина консолей $C_{зв}$ (звіс), так, що $D = B + 2C_{зв}$ (рис. 4.4).

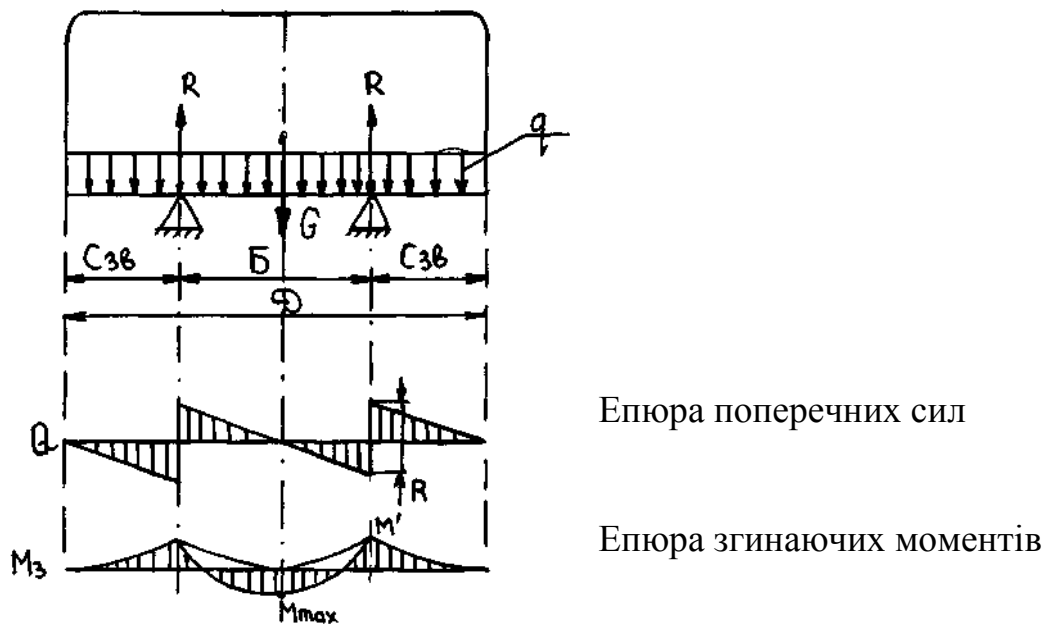


Рис. 4.4 – Силова схема і епюри навантаження кузова

Тоді рівномірно розподілене навантаження за довжиною кузова матиме:

$$q_k = \frac{G}{B + 2C_{зв}}, \quad (4.1)$$

де G – вага кузова з пасажирями (див. курсовий проект):

$$G = G_{пас} + G_T; \quad (4.2)$$

$G_{\text{пас}}$ – вага пасажирів;

$G_{\text{т}}$ – вага тари вагона.

Для розрахунку напружень в небезпечних перерізах необхідно розрахувати епюри поперечних сил Q і згинаючих моментів M (рис. 4.4).

Моменти на опорах кузова:

$$M_A = M_B = \frac{C_{\text{зв}}^2 \cdot q}{2} \quad (4.3)$$

Момент в центральній частині кузова:

$$M_{\text{ц}} = \frac{qD}{2} \cdot \frac{D}{4} - R \cdot \frac{B}{2}, \quad (4.4)$$

де $R = R_a = R_b$ – реакції в опорах кузова для рейкового транспорту.

$R = \frac{G}{2} = q \cdot \frac{D}{2}$ (для безрейкового транспорту $R_a \neq R_b$ – див. курсовий проект).

Небезпечним перерізом є переріз, в якому згинаючий момент має максимальне значення. Тоді напруження згину верху кузова $\sigma_{\text{зв}}$ і низу $\sigma_{\text{зн}}$ дорівнюють:

$$\sigma_{\text{зв}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{в}}}; \quad (4.5)$$

$$\sigma_{\text{зн}} = \frac{M_{\text{max}}}{W_{\text{н}}}; \quad (4.6)$$

де $W_{\text{в}}, W_{\text{н}}$ – моменти опору верху та низу кузова; залежать від геометричних параметрів перерізів цих елементів.

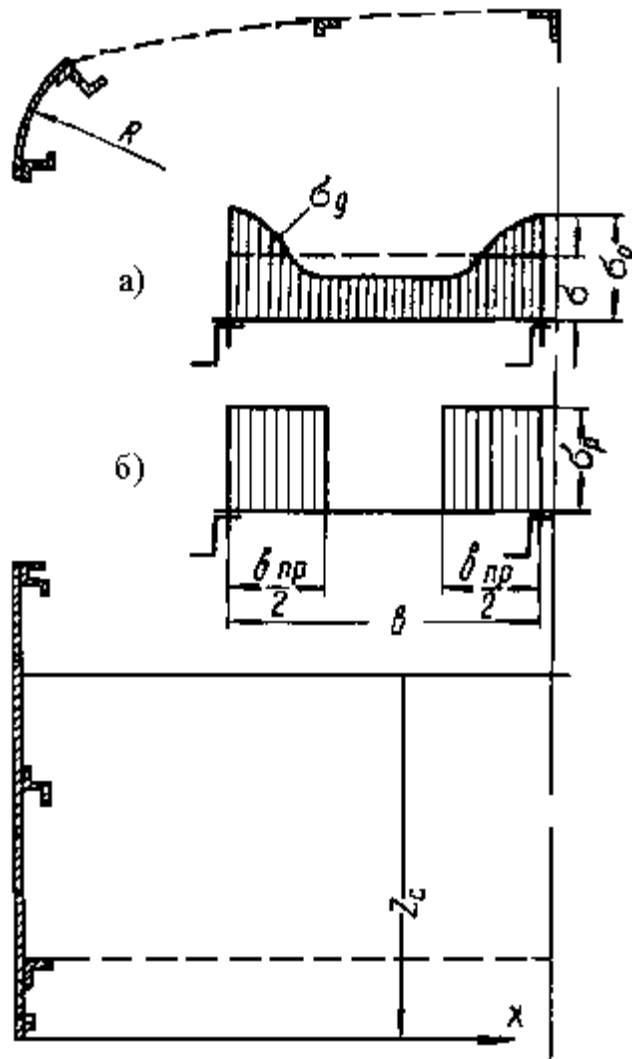


Рис. 4.5 – Фактичний а) і розрахунковий б) розподіл напружень в обшивці, що підкріплена ребрами жорсткості

Експериментальне дослідження напруження в конструкціях суцільнонесучих зварених кузовів показує, що це напруження розподіляється між елементами каркаса 1 і обшивкою 2 нерівномірно (рис. 4.5) Вони досягають найбільших величин в елементах, що підкріплюють обшивку каркасу і зменшуються по мірі віддалення від цих елементів. Частина обшивки якби не працює, сприймаючи навантаження лише частково. Тому в розрахунку беруть до уваги не всю ширину обшивки b , а тільки її частину – так звану приведену ширину $b_{пр}$. Величину $b_{пр}$ визначають за умови рівняння навантажень обшивки шириною $b_{пр}$ при постійних напруженнях σ_p і навантажень реальної обшивки σ_d шириною b при дійсному законі розподілення напруження $\sigma_p(b)$. Ця умова має вигляд:

$$v_{\text{пр}} S \sigma_p = \int_0^B \sigma_d S db, \quad (4.7)$$

де S – товщина обшивки.

Відхилення $\frac{\sigma}{\sigma_p} = \frac{v_{\text{пр}}}{b} = \varphi$ називається редуційним коефіцієнтом обшивки.

Якщо останній відомий, то приведена ширина обшивки визначається формулою:

$$v_{\text{пр}} = \varphi \cdot b \quad (4.8)$$

У тому випадку, коли в поперечний переріз кузова входять поздовжні зв'язки різної жорсткості, навантаження розподіляються не тільки між поздовжніми елементами каркасу і обшивки, але і між самими елементами каркасу. Ця обставина враховується введенням в розрахунок редуційних коефіцієнтів у відповідних поздовжніх елементів каркасу (наприклад, обв'язок рами кузова). Редуційний коефіцієнт приймають за одиницю, для легких штампованих поздовжніх зв'язків – в межах 0,7–0,8. Величини редуційних коефіцієнтів і приведеної ширини плоскої обшивки кузовів рейкового рухомого складу визначають емпіричними формулами:

$$\varphi = 40 \cdot \frac{S}{b}; \quad v_{\text{пр}} = 40S, \quad (4.9)$$

де b і S – товщина обшивки в межах між підкріплюючими елементами.

Середні нормальні напруження σ при вигині і дотичні напруження τ від перерізуючої сили в кожному з елементів редуційного перерізу кузова визначають за формулами:

$$\sigma = \frac{M}{J_{\text{ред}}} \varphi_i \cdot y \frac{E_i}{E_c}; \quad (4.10)$$

$$\tau = \frac{Q}{F_{\text{ред}}} \varphi_i \cdot y \frac{E_i}{E_c}; \quad (4.11)$$

де M і Q – момент і перерізуюча сила в досліджуваному перерізі кузова;

φ_i і $J_{\text{ред}}$ – редуційний коефіцієнт і момент інерції поперечного перерізу елемента, в якому визначають напруження;

y – відстань від нейтральної осі редукційного перерізу кузова до досліджуваного елементу;

E_i і E_c – модуль пружності матеріалу досліджуваного елементу і модуль пружності сталі;

$F_{ред}$ – площа елементів редукційного поперечного перерізу кузова.

У кузовах з боковими опорами на візки та у тролейбусах, тобто в кузовах з чотирма опорами (метро, тролейбус) можливе кососиметричне навантаження.

Це навантаження, коли одна з чотирьох опор сприймає більше навантаження, чим інші (див. розділ "Розрахунок рам візків колійного РС"). В зв'язку зі складністю розрахунків кососиметричне навантаження враховується коефіцієнтом косої симетрії, який буде: $K_k = 1,1 - 1,12$

Тоді $\sigma_{з.в.} \cdot K_k \leq [\sigma]$; $\sigma_{з.н.} \cdot K_k \leq [\sigma]$;

де $[\sigma] = 160$ МПа – допустиме значення механічного напруження для матеріалу несучих конструкцій, в даному випадку – конструкційної сталі (довідковий показник).

5. КОНСТРУКЦІЯ ТА РОЗРАХУНОК ВІЗКІВ ТЗ

5.1. Призначення

На міському транспорті існують так звані візкова і безвізкова конструкції ходової частини.

На початку розвитку рейкових транспортних засобів застосовувалась тільки безвізкова двовісна конструкція як більш проста і компактна. Однак зі збільшенням пасажирообороту з'явилась необхідність збільшення площі пасажирського салону, а оскільки збільшення поперечних габаритів неможливе, розвиток конструкції пішов шляхом збільшення довжини кузова. При цьому збільшення кількості пасажирів веде до збільшення навантаження на вісь, що (в свою чергу) викликає зростання механічного напруження в контакті "колесо – рейка" і збільшення навантаження на верхню будову колії. Природним заходом проти цього може бути збільшення кількості колісних пар, але в жорсткій базі

кузова це неможливо за умови вписування в повороти. На сьогодні зазначену проблему вирішують шляхом об'єднання колісних пар в групи під єдину базу, тобто раму. Такий вузол, що шарнірно сполучений з кузовом прийнято називати візком. Шарнірне з'єднання необхідне для забезпечення кутового зміщення візка відносно кузова в повороті. Таке конструктивне рішення дозволило розмістити на візках тягові приводи з направляючими пристроями колісних пар, пружну підвіску, гальмове та інше обладнання. На сьогодні візкову будову кузова має весь рейковий транспорт.

Отже, візки рухомого складу призначені для:

- передачі і розподілу вертикальних навантажень між колісними парами за допомогою ресорного підвішування;
- сприйняття тягового зусилля та передачі його на кузов;
- забезпечення вписування в криві;
- розміщення тягових приводів;
- розміщення ресорного підвішування, колісних пар, гальмового обладнання.

5.2. Класифікація візків (рис. 5.1)

Візки класифікують:

5.2.1. За конструкцією несучої частини (рами):

5.2.1.1. Рамними візками обладнують вагони метро, Луганський трамвай, трамваї старих марок – рис. 5.2.

Рамні візки мають єдину нерозбірну раму, до якої кріпиться все інше обладнання. Вона має великі габарити, потрібні для розташування потужних великогабаритних тягових двигунів (ТЕД) поперечно руху, тому останні змонтовані на рамі і тягова передача не має карданного валу.

Основні елементи візків:

1 – поздовжня балка рами візка; 2 – буксові вузли зовнішнього розташування; 3 – буксове ресорне підвішування; 4 – колісна пара; 5 – поздовжня балка мостового візка; 6 – мостова конструкція візка (2 моста); 7 – балка шворнева; 8 – буксові вузли внутрішнього розташування; 9 – центральне (люлькове) ре-

сорне підвішування; 10 – шворінь кузовної опори на шворневу (поперечну) балку; 11 – кузов; 12 – тяговий двигун; 13 – тяговий редуктор; 14 – кожух моста; 15 – п'ятник кузова; 16 – підп'ятник шворневої балки візка; 17 – карданний вал; 18 – опори бокові; 19 – кінцеві поперечні балки.

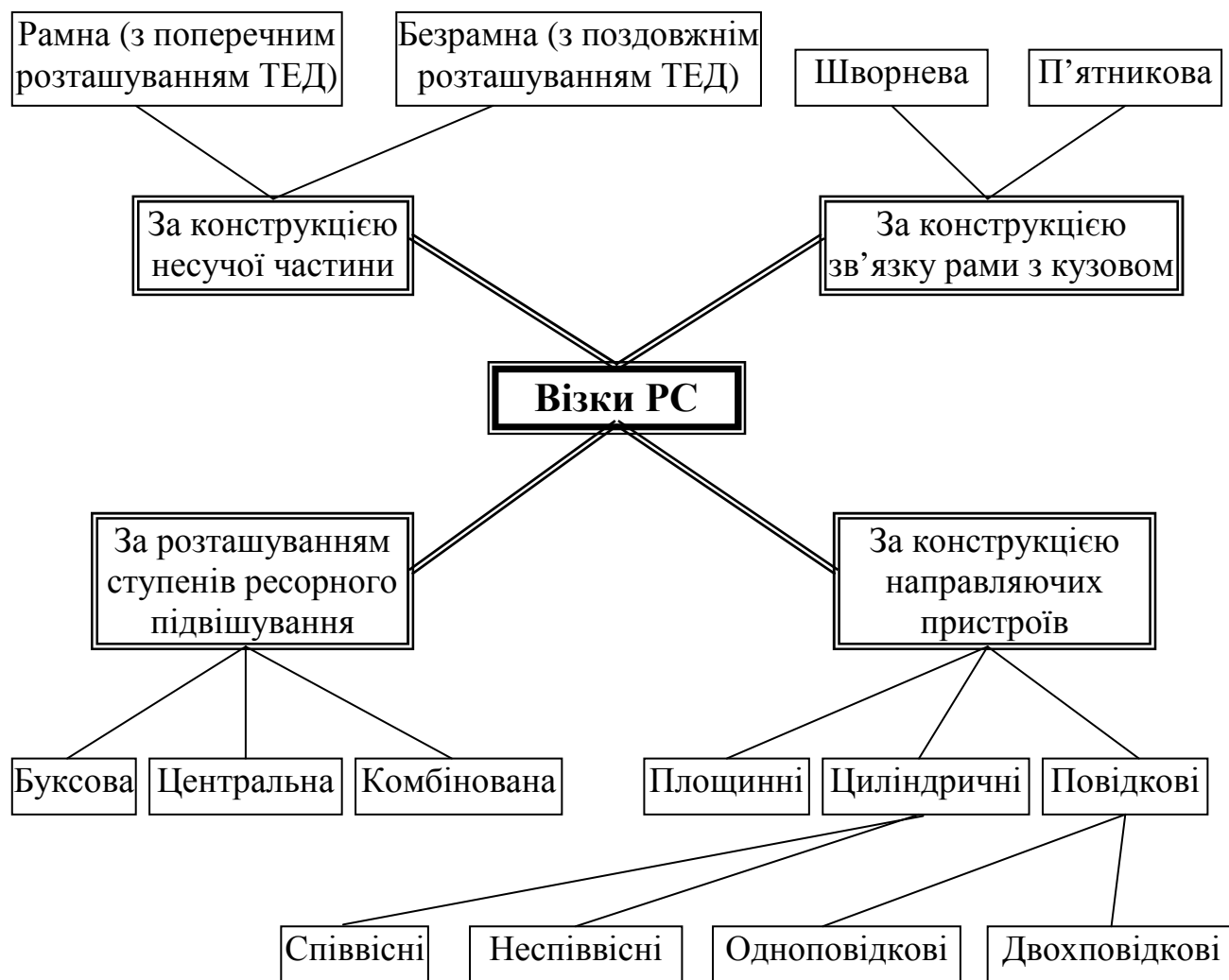


Рис. 5.1 – Схема класифікації візків РС

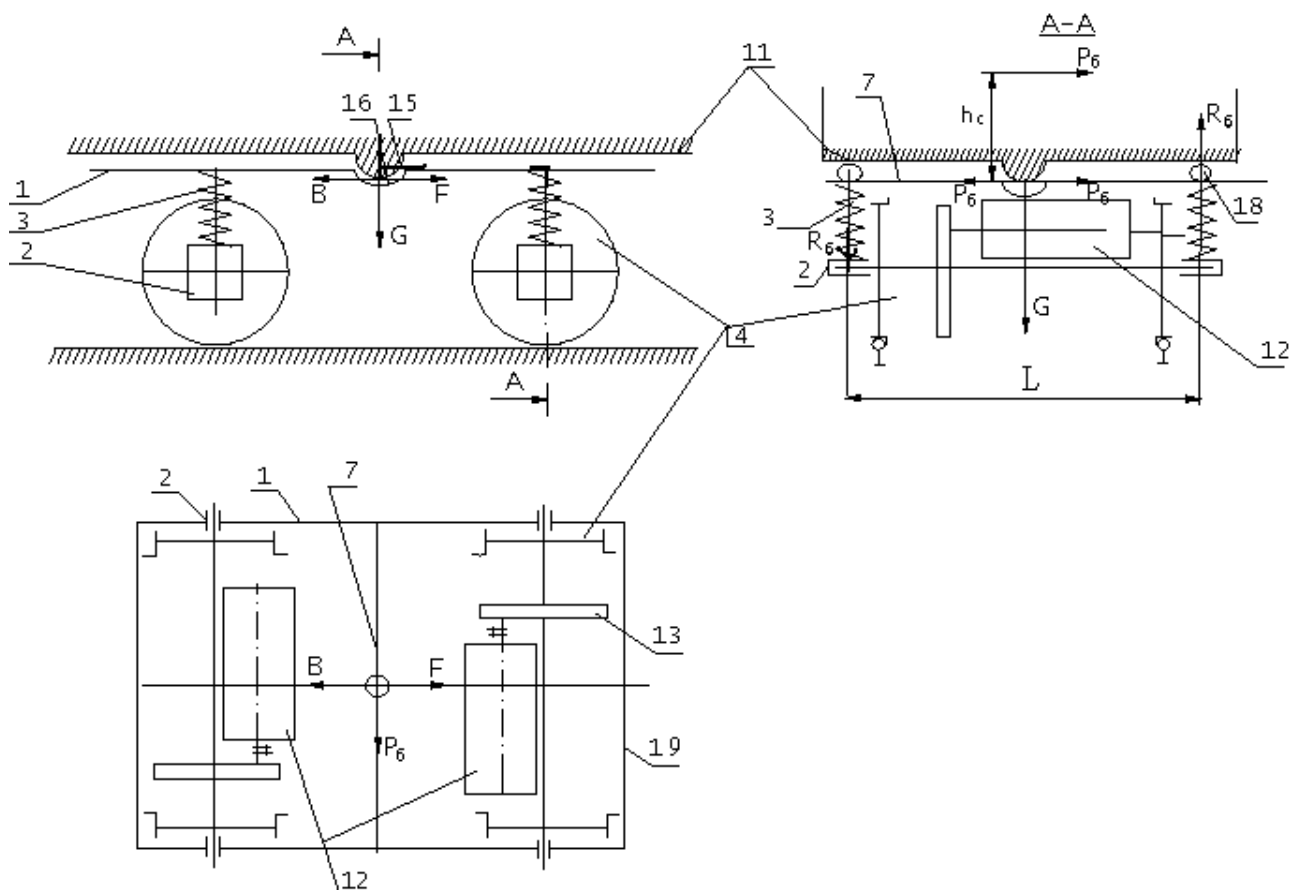


Рис. 5.2 – Візок рамної конструкції

5.2.1.2. Безрамними мостовими візками обладнують трамваї РВЗ-6, Т-3, Т-3М, Т-5, КТМ-5М (рис. 5.3).

Мостові візки умовно називають безрамними, оскільки вони мають розбірну конструкцію з окремих елементів таких, як дві поздовжні балки - 5, що з'єднують два мости - 14. З кузовом візок з'єднаний за допомогою шворневої балки - 7 через шворінь - 10. Мостові візки мають малі габарити з-за поздовжнього розташування ТЕД завдяки їх малій потужності, що дозволяє розміщувати візок в межах бокових стінок кузова (естетичний вигляд трамваю).

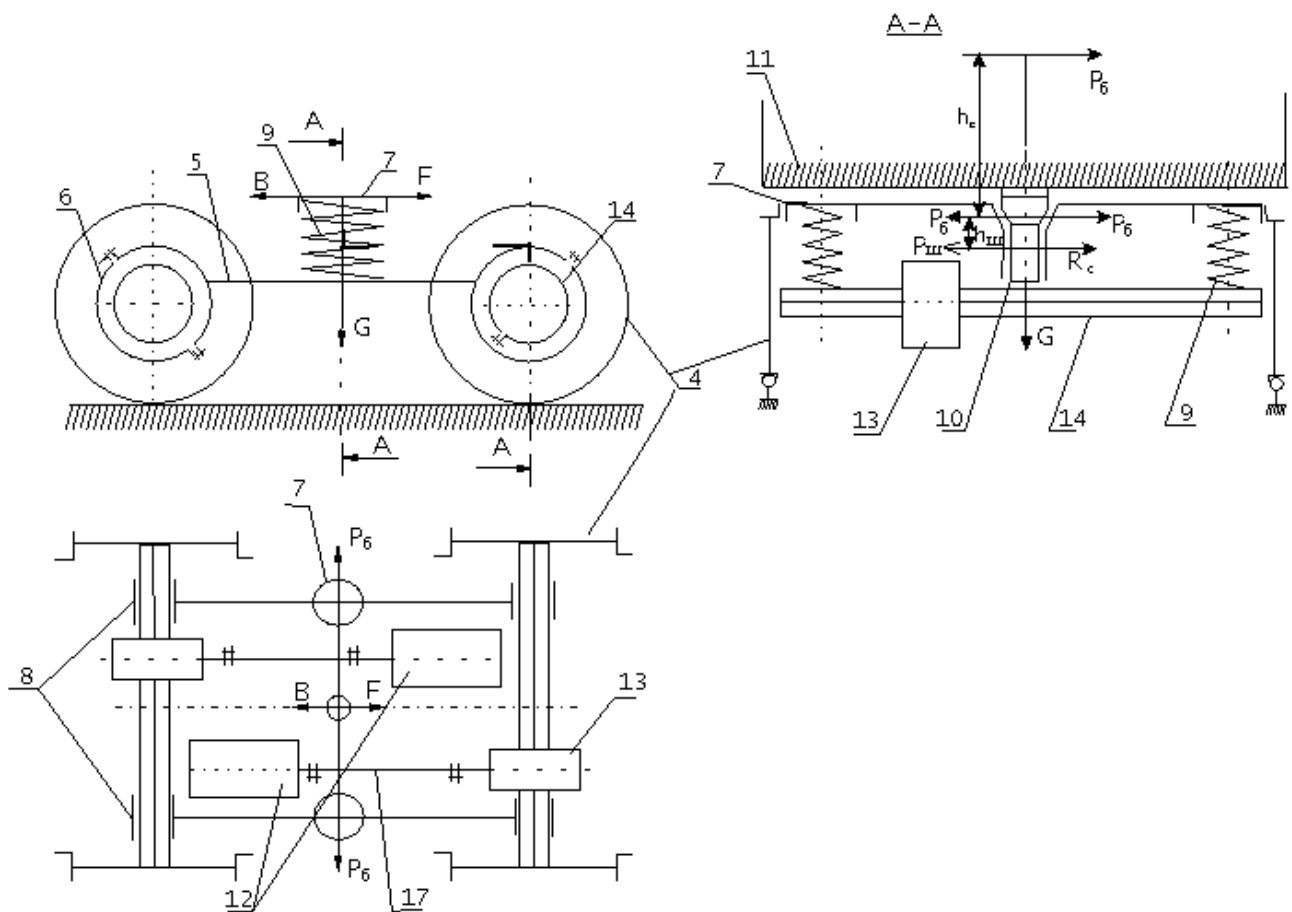


Рис. 5.3 – Візок безрамної (мостової) конструкції

5.2.2. За способом з'єднання з кузовом

5.2.2.1. За допомогою п'ятникового механізму (рис. 5.2 поз. 15,16), який передає, як горизонтальні сили (силу тяги F , гальмування B , бокові P_6), так і вертикальні G . Перекидаюче зусилля (реакція R_c на відцентрову силу P_6) сприймається боковими опорами 18.

$$R_6 = \frac{P_6 h_c}{0,5l}; \quad (5.1)$$

де h_c – висота центру ваги;

l – відстань між боковими опорами кузова.

5.2.2.2. За допомогою шворня (рис. 5.3, поз. 10).

Шворінь сприймає всі види зусиль, як і п'ятник (див. вище) плюс перекидаючий момент M_{π} від дії бокової сили P_c на плечі h_c .

$$M_{\pi} = P_6 h_c = R_6 h_{ш}. \quad (5.2)$$

Звідси реакція на перекидаючий момент

$$R_c = \frac{P_6 h_c}{h_{ш}}.$$

Такий зв'язок більш простий конструктивно і компактний. Це можливо при малій вазі кузова і малих габаритах візка, як це має місце в трамваї.

Рівняння (5.1) і (5.2) показують, що зусилля у вузлах зв'язку кузова з візком в основному залежать від бокової сили P_6 , а значить від основної її складової – відцентрової сили. Остання може служити обмеженням швидкості в повороті, бо від швидкості руху в повороті залежать так звані направляючі зусилля, що передаються через направляючі пристрої.

5.2.3. За конструкцією направляючих пристроїв

Направляючі пристрої – це пристрої, які зв'язують раму візка з колісними парами в горизонтальному напрямі. Вони бувають площинними, циліндричними та повідковими (рис. 5.1).

5.2.3.1. Площинні (рис. 5.4, а) ще називаються щелепними. Вони застосовувались в старих конструкціях РС завдяки своїй простоті. Зараз застосовуються рідше (через підвищений знос площин тертя між буксою 5 направляючими 2 можливе заклинювання).

5.2.3.2. Циліндричні направляючі пристрої (рис. 5.4, б) більш складні за конструкцією, чим площинні, але більш ефективні і надійні, тому застосовують на вагонах метрополітену сучасних марок.

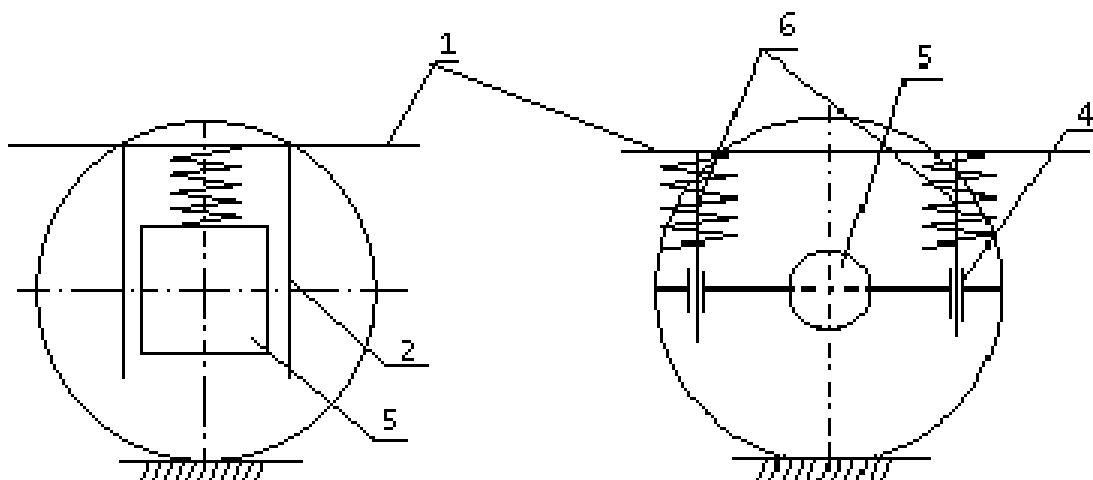


Рис. 5.4 – Направляючі пристрої колісних пар: а) з площинними направляючими; б) з циліндричними направляючими; 1– поздовжня балка візка; 2– площинні направляючі; 3 – циліндричні направляючі; 5 – буксові вузли; 6 – пружини

5.2.3.3. Повідкові направляючі пристрої – направляючі зусилля передаються через повідки, широкого розповсюдження на ТЗ не знайшли і застосовуються тільки на "Луганському трамваї".

5.2.4 За розташуванням ТЕД (див. п. 2.1.)

5.2.5 З розташування ступіней ресорного підвішування (рис. 5.5)

Як видно з рис. 5.5 існують конструкції візків з такими системами ресорного підвішування, як центральна, буксова і комбінована. Система з центральним ресорним підвішуванням застосовується в трамваях Т-3, КТМ-5М, з буксовим – у вантажних вагонах, з комбінованим – на вагонах метрополітену. Докладніше про згадане дивись розділ "Ресорне підвішування РС".

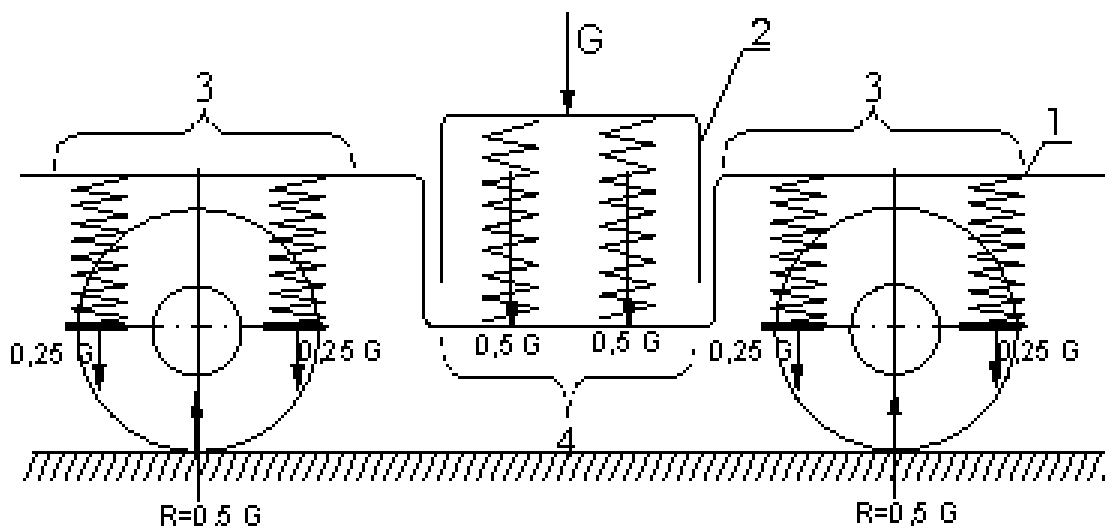


Рис. 5.5 – Схема розташування ступенів ресорного підвішування і передачі навантажень: 1 – рама візка; 2 – балка шворнева центральна; 3 – буксова ступінь; 4 – центральна ступінь; G – навантаження на візок і його елементи; R – реакція колії.

5.3. Розрахунок на міцність рами візка

5.3.1. Загальні положення

Сили, прикладені до рами візка значно змінюються за величиною, напрямком і характером в залежності від режимів руху РС (тобто за величиною швидкості, наявності тяги, або гальмування) технічного стану ходових частин, від кривизни колії щодо якості верхньої будови шляху.

Всі силові фактори поділяють за своїм впливом на довговічність на дві групи:

- 1) постійні, або повільно змінні у часі. Сюди відносять:
 - а) вертикальне статичне навантаження від ваги кузова з пасажирями;
 - б) відцентрові сили, сили вітру;
 - в) зусилля, які виникають при роботі тягового двигуна;
 - г) сили при гальмуванні;
 - д) кососиметричне навантаження

2) *Змінні сили* – сили, які спричиняють коливання надресорної будови. Вони мають випадковий характер, як за частотою, так і за амплітудою. Оцінка їх впливу можлива шляхом усереднення. Можливі комбінації перерахованих сил, що викликають в різних елементах рам візка, складні механічні напруження, які залежать від сумісної роботи всіх елементів. Раму при цьому розглядають як складну стрижневу систему з жорсткими вузлами (рис. 5.6). За стрижень приймають осі, які проходять через центр поперечного перерізу елементів рами. Для спрощення стрижні зводять в одну розрахункову площину. Осі елементів приймають прямолінійними без урахування форми поперечного перерізу на окремих ділянках рами (рис. 5.4, а).

Рама являє собою просторово статично невизначену систему з двома замкнутими контурами. Розрахунок статично невизначеної системи здійснюється методом "сил", який полягає в перетворенні системи в статично визначену за допомогою розрізання "зайвих стрижнів" (кінцевих балок). При цьому в місцях розрізу повинні додатково прикладені невідомі зусилля і моменти. У просторі кожен контур має 6 зайвих невідомих: 3 сили x_i, y_i, z_i і 3 моменти $M_{x_i}, M_{y_i}, M_{z_i}$. Це означає, що ступінь статичної невизначеності – 12.

Порядок вирішення такої системи:

1. Звільняємось від статичної невизначеності шляхом розрізання контурів. Тоді в місцях розрізів з'являються 12 невідомих силових факторів. Умовою рішення такої системи являється рівність нулю взаємних переміщень кінців, перерізаних стрижнів під дією невідомих силових факторів.

2. Складаємо систему канонічних рівнянь відповідно до кількості невідомих. Її рішення дає значення невідомих сил в перерізах.

3. Розраховуємо максимальні згинаючі моменти (моменти в небезпечних перерізах).

4. Розраховуємо напруження в небезпечних перерізах.

5. Підсумовуємо напруження в небезпечних перерізах.

6. По сумарному напруженню в небезпечних перерізах визначаємо запас міцності рам.

Якщо знехтувати впливом замкнутого контуру, то систему можна вважати статично визначеною. За відсутності замкнених контурів розрахунок на міцність можна зводити до розрахунку однієї чверті рами. Це витікає з повної симетрії їх розташування і навантаження відносно осей X і Y .

Відкинута частина замінюється закладенням, в якому буде діяти максимальний згинаючий момент. Переріз в цьому місці приймають за небезпечний, тобто розрахунковий.

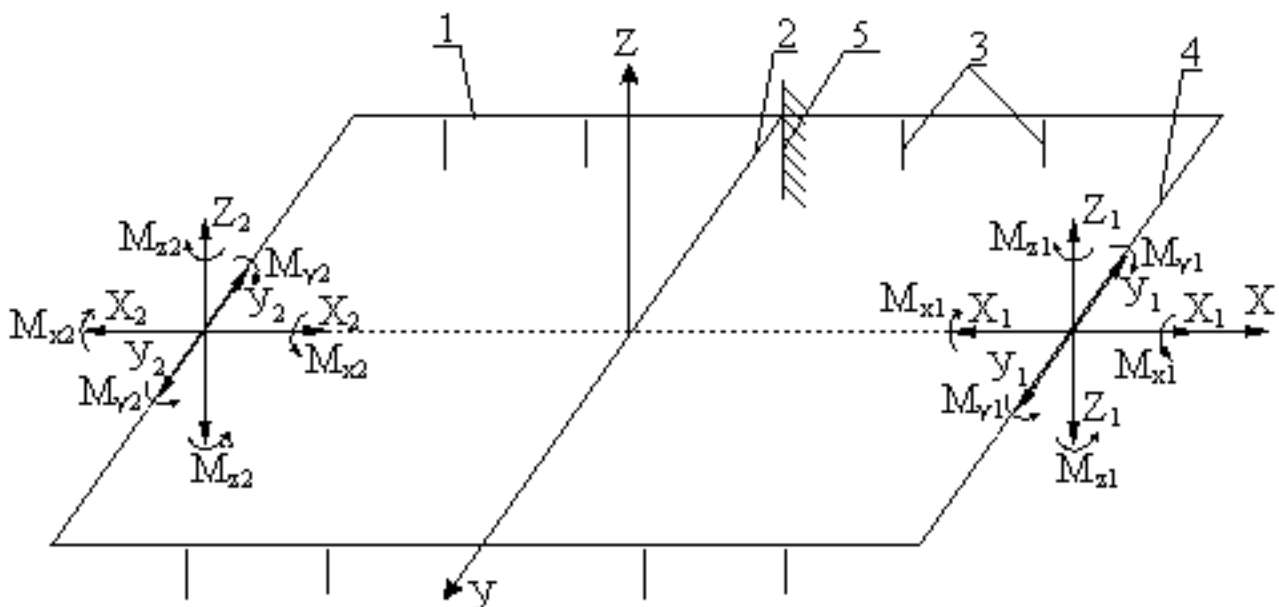


Рис. 5.6 – Рама візка як стрижнева система: 1 – балки бокові; 2 – балка шворнева; 3 – направляючі пристрої; 4 – балки кінцеві; 5 – закладення

5.3.2. Вертикальне статичне навантаження і розрахунок напруження в небезпечному перерізі

Вертикальне статичне навантаження складається з власної ваги рами й допоміжного обладнання на ній (рівномірно розподілене навантаження q) і ваги двигунів $0,5P_d$ та ваги кузова з пасажиром $0,25G_k$, прикладеної до бокових опор (рис. 5.7).

$q = 2,2 + 0,012F$ кН/м – рівномірно розподілене навантаження для електро-рухомого складу,

де F – переріз елементів рами.

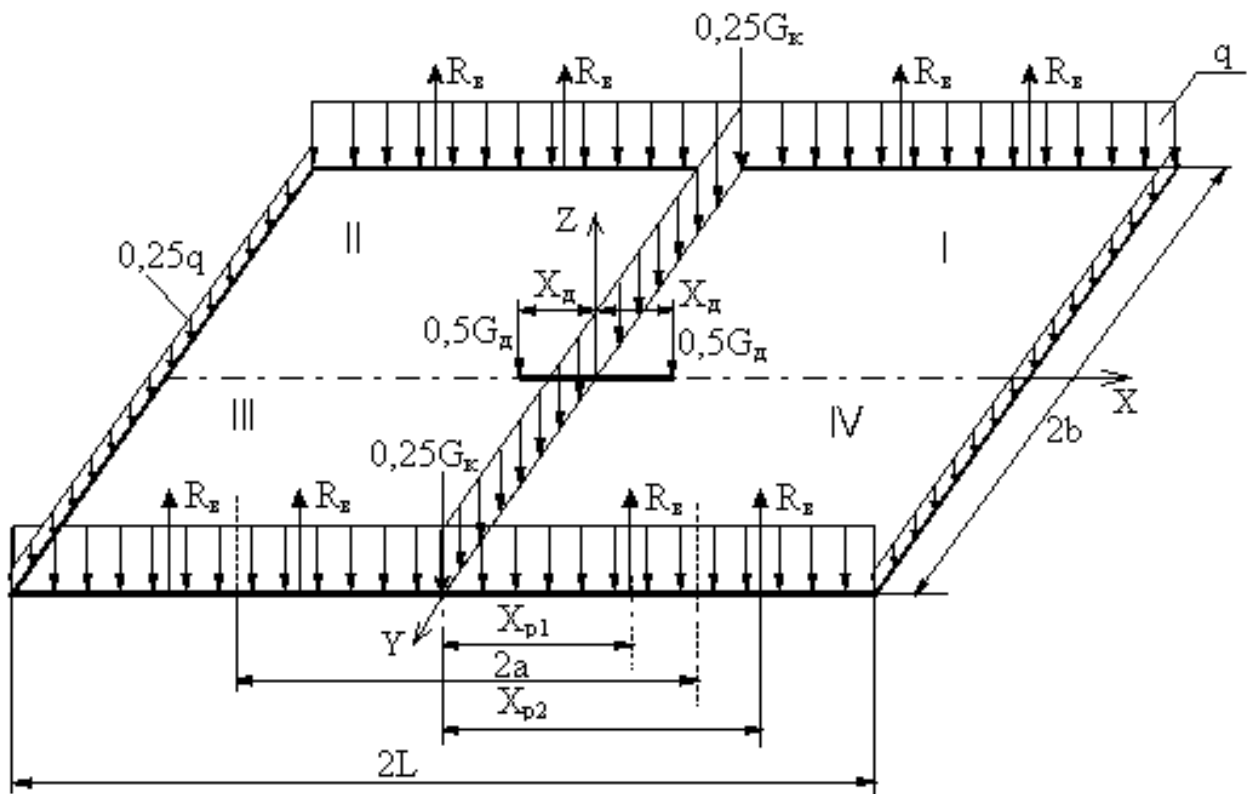


Рис. 5.7 – Схема дії статичних вагових навантажень

Реакції від вагового навантаження R_b , прикладені в місцях розташування ресор. Їх розраховують з рівняння рівноваги відносно осі z .

$$\sum Z = 8R_b - 2 \cdot 0,25G_k - 2 \cdot 0,5P_d - 4q \cdot l - 2q \cdot b + 4 \cdot 0,2q \cdot b = 0 \quad (5.3)$$

$$R_b = \frac{0,5G_k + P_d + 4ql - 2qb + 0,8qb}{8}; \quad (5.4)$$

Повна симетрія рами і її навантаження відносно поздовжньої осі X і поперечної осі Y дозволяє, як сказано вище, розраховувати $\frac{1}{4}$ рами (наприклад квадрант I). При цьому розраховується консольна балка (рис. 5.8), що жорстко закріплена лівим кінцем, від плоского згину. Механічне напруження в місці закріплення балки:

$$\sigma_b = \frac{M_{\max, y}}{W_y} \cdot 10^{-3} \text{ [МПа]}, \quad (5.5)$$

де $M_{\max, y}$ – максимальний згинаючий момент відносно осі y :

$$M_{\max, y} = R(X_{p1} + X_{p2}) - 0,2qbL - 0,5qa^2; \quad (5.6)$$

W_y – момент опору згину, який визначається з урахуванням геометрії небезпечного перерізу.

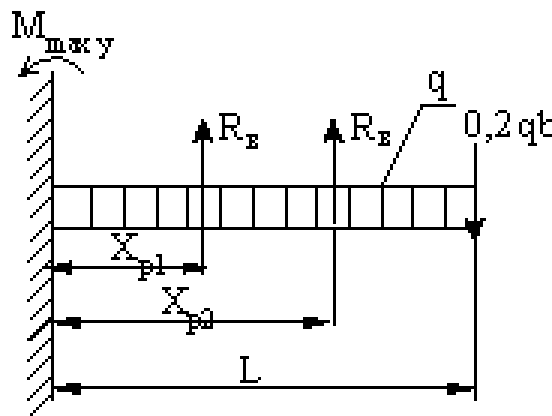


Рис. 5.8 – Розрахункова схема сил від вагового навантаження

5.3.3. Механічні напруження в рамі від сил, що діють в кривих

Повну систему сил, що діють на раму візка в кривих можна розглядати як таку, яка складається з двох незалежних підсистем (рис. 5.9), одна з яких виникає під дією відцентрової сили (сили з індексом "с"), друга під дією сил тертя при проковзуванні бандажів відносно колії (рамні сили – сили з індексом «р»).

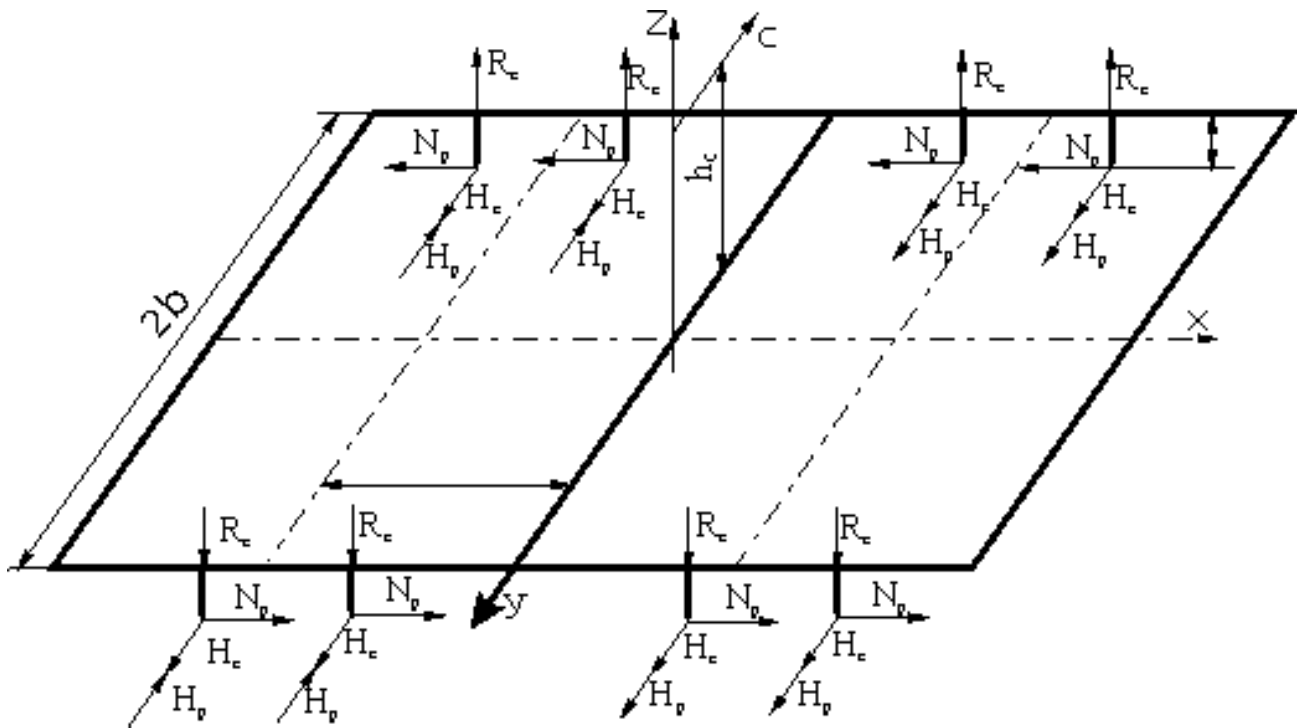


Рис. 5.9 – Схема дії на раму візка сил в кривій

а) навантаження, що виникає під дією відцентрових сил

Відцентрові сили розташовані по всій масі рухомого екіпажу. Для розрахунку їх приводять до рівнодіючої C , прикладеної в центрі тяжіння рухомого екіпажу. Оскільки центр тяжіння розташовується вище рівня осі колісної пари на відстань h_c , то виникає момент, який перерозподіляє вертикальні реакції ресорних підвісок R_c . У результаті боковина, що розміщена збоку зовнішньої колії, виявляється перевантаженою на величину $4R_c$, а боковина внутрішня буде розвантаженою на ту ж величину.

Величина відцентрової сили, що віднесена до рами одного візка, визначається з допустимої швидкості в кривій без підвищення зовнішньої рейки за формулою

$$C = \frac{mV_{кр}^2}{R} = \frac{0,5G_{к} V_{кр}^2}{gR}, \text{ [кН]}, \quad (5.7)$$

де m – маса кузова;

$V_{кр}$ – швидкість в кривій; за емпіричною формулою приймаємо

$$V_{кр} = 4,6\sqrt{R}, \text{ км/год};$$

R – радіус кривої, м;

g – прискорення сили тяжіння.

Перерозподіл вертикальних реакцій R_c може бути вирахований за умови рівноваги у вертикальній площині $y-z$, для чого достатньо усі моменти скласти відносно осі «х».

$$\Sigma M_x = 8R_c b - Ch_c = 0 \quad (5.8)$$

$$R_c = \frac{Ch_c}{b}; \quad (5.9)$$

Горизонтальні реакції, прикладені до буксових направляючих рами приймаються рівними і визначаються так:

$$H_c = C/8, [\text{кН}]; \quad (5.10)$$

б) рамні сили, що виникають внаслідок проковзування коліс відносно колії (рис. 5.10).

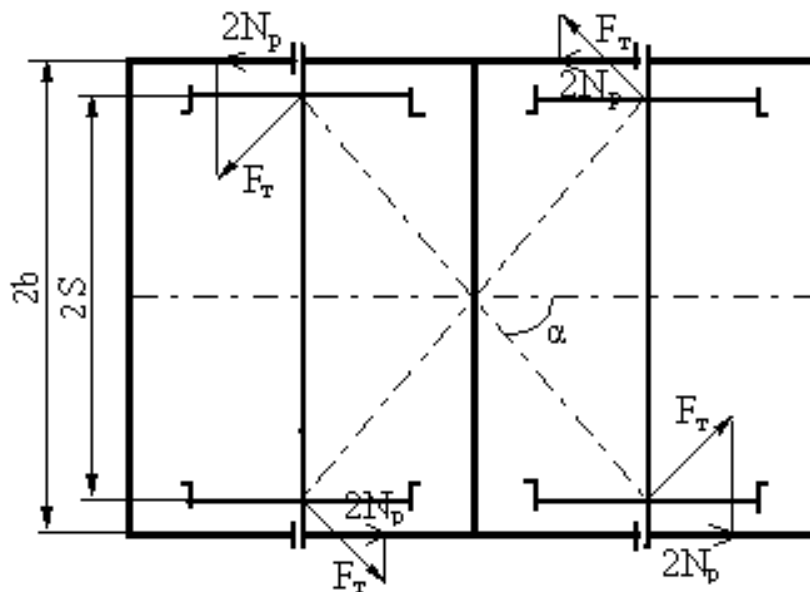


Рис. 5.10 – Схема дії сил тертя F_T

Вимушений поворот візка без кочення коліс призводить до проковзування бандажів відносно колії. Сили тертя F_T між колесами і колією перешкоджають повороту колісної пари. Вимушений поворот колісної пари відбувається під дією поздовжніх сил N_p , які передаються на букси через шпінтони на боковини рами.

Це означає, що збоку колісної пари на боковини діє рамна сила N_p , яка

прагне зрушити боковини одна проти другої в поздовжньому напрямі. Для їх розрахунку спроектуємо сили тертя у площину кіл кочення і приведемо їх до боковин.

$$2N_p = F_t \cdot \sin \alpha \cdot \frac{S}{b} \quad (5.11)$$

$$N_p = \psi \cdot \frac{G_k}{4} \cdot \sin \alpha \cdot \frac{S}{b}, [\text{кН}], \quad (5.12)$$

де ψ – коефіцієнт зчеплення колеса з колією.

Як видно з рис. 5.10, поздовжнє зусилля N_p прагне повернути раму в горизонтальній площині. Цьому поворотові перешкоджають букси, закріплені на зовнішніх шийках осей колісних пар. В результаті виникають поперечні горизонтальні реакції H_p , прикладені до буксових направляючих (шпінтонів). Їх величину розраховують за умови рівноваги рами в горизонтальній площині.

$$\Sigma M = 8H_p \cdot a - 8N_p \cdot b = 0, \quad (5.13)$$

звідки

$$H_p = N_p \cdot \frac{b}{a} \quad (5.14)$$

Сили взаємодії між рамою візка і віссю колісної пари H_p , N_p , H_c передаються через шпінтони на корпус букси і осьові підшипники.

Отримані при розрахунку результати можна використати при перевірці міцності і витривалості цих елементів.

Система сил H_c, R_c, N_p, H_p , створює в місці закладення консолі згинаючих моментів відносно осей y і z :

- момент M_y – у вертикальній площині (рис. 5.11);
- момент M_z – в горизонтальній площині (рис. 5.12).

Вибираємо IV квадрант, так як в ньому напруга в кривій $\tau_{кр \max}$.

В таких умовах може виявитись любий квадрант при інших напрямках руху і відцентрової сили.

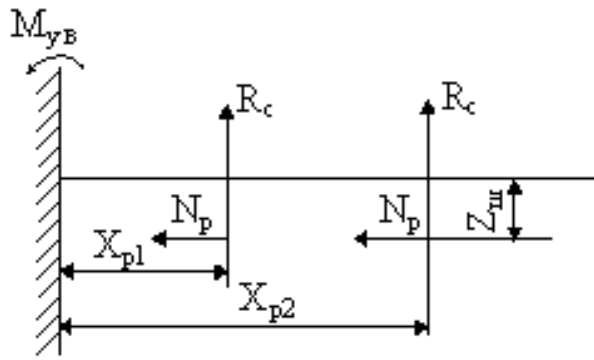


Рис. 5.11 – Схема сил у вертикальній площині

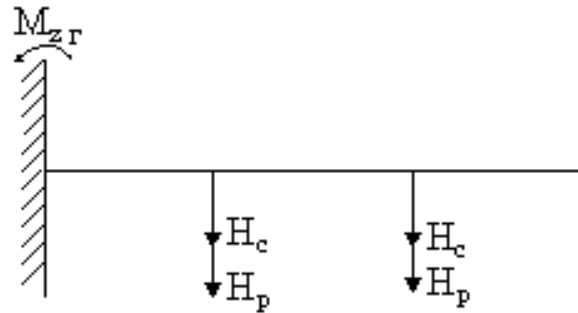


Рис. 5.12 – Схема сил в горизонтальній площині

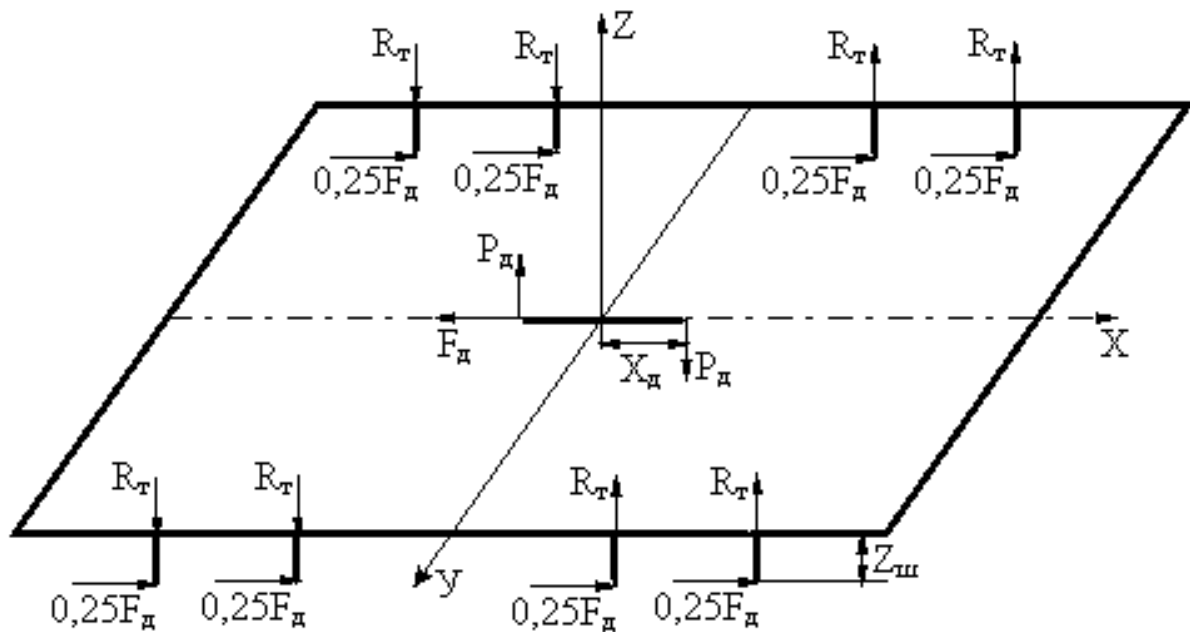


Рис. 5.13 – Схема перерозподілу сил при дії електродвигуна в тяговому режимі

Складемо рівняння згинаючого моменту:

$$M_y = R_c \cdot (x_{p1} + x_{p2}) - 2N_p \cdot z_{ш} \quad (5.15)$$

$$M_z = H_c \cdot (x_{p1} + x_{p2}) + H_p \cdot (x_{p1} + x_{p2}) = (x_{p1} + x_{p2}) \cdot (H_c + H_p) \quad (5.16)$$

$$\sigma_{\text{кру}} = \frac{M_y}{W_{yi}} \cdot 10^{-3}; \quad \sigma_{\text{крз}} = \frac{M_z}{W_{zi}} \cdot 10^{-3}; \quad (5.17)$$

Стиск боковими силами N_p і кручення моментами $M_c = N_c Z_{\text{ш}}$ і $M_p = N_p Z_{\text{ш}}$ не враховуємо в зв'язку з малою величиною викликаного ними напруження.

5.3.4. Механічні напруження від сил, що діють на раму візка в тяговому або гальмовому режимі роботи ТЕД

На вказаних режимах на раму візка діють 2 групи сил (рис. 5.13):

– перша – сили тяги F_d (чи гальмування), друга – сили від дії ТЕД при реалізації максимального крутного моменту від сили P_d .

1 група: сили тяги та гальмування приймаються приблизно рівними, тільки з різними знаками. Вони передаються від колісної пари через буксові направляючі візка на його раму, в даному випадку – шпінтони.

Дотична сила тяги 2-х ТЕД $2F_d$ через шворневу балку та п'ятник передається на раму кузова. Розрахункова сила тяги ТЕД приймається максимальною, за умови обмеження по зчепленню при заданій швидкості руху.

$$F_d = \psi P'_{\text{зч}} \quad (5.18)$$

де $P'_{\text{зч}}$ – сила зчеплення коліс однієї колісної пари з колією;

ψ – коефіцієнт зчеплення, для колійного РС (сталь по сталі) $\psi = 0,15 \div 0,3$.

2 група: одночасно через підвіску 1 (рис. 5.14) двигунів 2 на раму візка 3 діють сили від корпусу двигуна (реакція крутного моменту якоря ТЕД), величина яких дорівнює:

$$P_d = \frac{F_d \cdot D_k}{2l_d}, \text{ [кН]} \quad (5.19)$$

Як видно зі схеми (рис. 5.15), активні сили P_d урівноважуються реактивними силами R_T , до яких прикладаються сили тяги F_k , прикладені до опор буксового ступеня ресорного підвішування. За умови рівноваги візка в поздовжній вертикальній площині знаходяться реакції R_T (режим тяги).

$$\Sigma M_y = 8R_T \cdot (x_{p1} + x_{p2}) + 8 \cdot 0,25F_d \cdot z_{\text{ш}} - 2P_d \cdot x_d = 0 \quad (5.20)$$

$$R_T = \frac{2P_d \cdot x_d - 2F_d \cdot z_{\text{ш}}}{8 \cdot (x_{p1} + x_{p2})}; \quad (5.21)$$

Розглянута система сил згинає боковини рами у вертикальній площині. Для визначення напруження в рамі необхідно скласти рівняння для згинаючого моменту в закладенні для лівого чи правого переднього квадранта, як більш навантаженого порівняно із задніми квадрантами.

$$M_{y \max} = R_T \cdot (x_{p1} + x_{p2}) + 2 \cdot 0,25 F_{\text{кд}} \cdot z_{\text{ш}} \quad (5.22)$$

Тоді напруження згину від сил, що діють на раму візка в тяговому режимі роботи ТЕД, дорівнює

$$\sigma_y = \frac{M_{y \max}}{W_y} \cdot 10^{-3}. \quad (5.23)$$

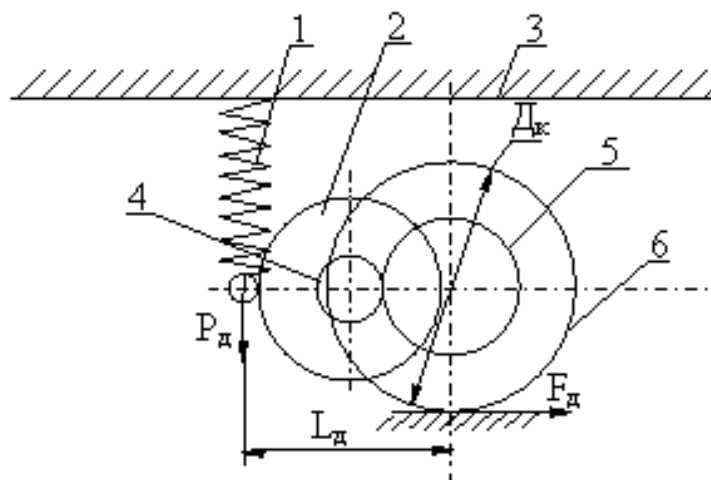


Рис. 5.14 – Схема дії сил тягового двигуна на раму візка: 1 – пружна підвіска двигуна; 2 – тяговий двигун; 3 – рама візка; 4 – шестерня ведуча тягового редуктора; 5 – зубчате колесо тягового редуктора; 6 – колесо колісної пари

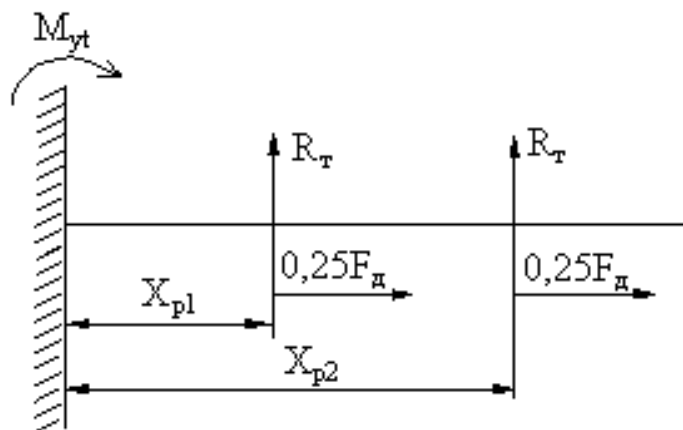


Рис. 5.15 – Схема розподілу зусиль від дії двигуна в тяговому режимі у вертикальній поздовжній площині

5.3.5. Механічні напруження від сил при кососиметричному навантаженні рами візка

Якщо одне колесо візка стане вище чи нижче інших, то в цьому випадку в чотирьох точках опори рами (чотири буксових вузла) виникне перерозподіл реакції R_k (рис. 5.16).

Зміна рівня однієї із опорних точок може бути викликана:

- а) місцевою нерівністю колії;
- б) наростаючим підвищенням зовнішньої колії при вході в криву;
- в) різністю діаметрів коліс;
- г) осіданням ресор, пружин тощо.

В результаті ресорні комплекти кожної букси будуть мати різні прогини, а це означає різні реактивні зусилля в опорних точках. Якщо проаналізувати розподіл окремих реакцій, то виявляється, що на раму діє система вертикальних сил R_k попарно симетричних відносно діагоналей.

Ця система називається «кососиметричне навантаження», яке прагне повернути одну боковину рами відносно другої навколо поперечної осі "у".

Крутний момент шворневої балки в поєднанні з іншими силовими факторами може визвати небезпечний напружений стан у вузлах з'єднання шворневої балки з боковинами. В цих вузлах слід оберегатися виникнення тріщин.

Розрахувати кососиметричну складову R_k можна за формулою:

$$R_k = \Delta h_k \cdot J_e / 2 \quad (5.24)$$

де Δh_k – розрахункова висота підйому набігаючого колеса при вході в криву, з урахуванням різниці діаметрів коліс конусності бандажів, неточності регулювання ресорної підвіски (дивись вище);

J_e – еквівалентна жорсткість ресорної підвіски візка, віднесена до однієї колісної пари.

Для вагона метро, наприклад, де комплекс складається з 4–х паралельно діючих пружин з жорсткістю $J_{пр}$:

$$J_e = 4J_{пр}. \quad (5.25)$$

Тоді момент в небезпечному перерізі балки від кососиметричного наван-

таження при умові вибору I квадранта, в якому R_k підсумовують з реакцією від вагового навантаження R_B , буде дорівнювати:

$$M_{yk} = R_k \cdot (x_{p1} + x_{p2}); \quad (5.26)$$

А механічні напруження від кососиметричного навантаження будуть

$$\sigma_k = \frac{M_{yk}}{W_y} \cdot 10^{-3}, \text{ МПа}; \quad (5.27)$$

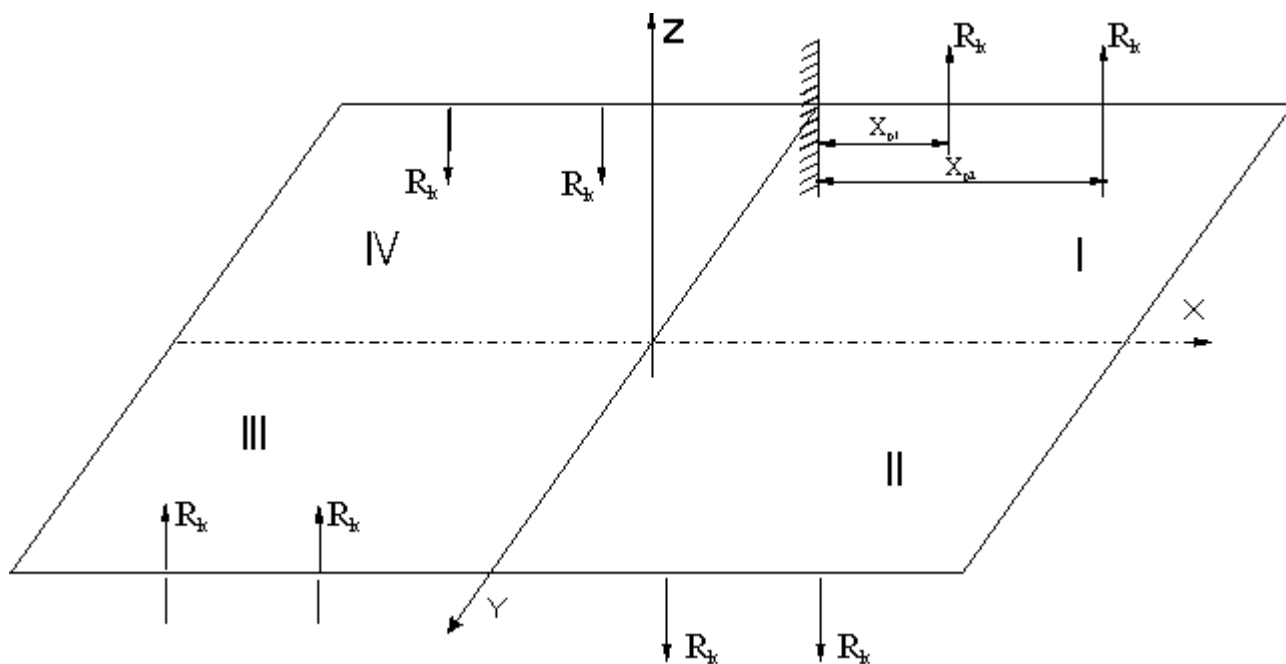


Рис. 5.16 – Схема перерозподілу сил від дії кососиметричного навантаження рами візка

5.3.6. Механічне напруження від динамічної дії навантаження на раму

Вертикальне динамічне навантаження зумовлено прискореннями підресорених елементів механічної частини, які виникають при вертикальних коливаннях кузова, переїзді колесами перешкод, нерівностей колії, колійних стиків і т.д.

Точне визначення динамічного навантаження, що діє на деталі механічної частини є вельми важкою задачею. Це можна пояснити тим, що великі динамічні навантаження можуть виникати в самих різних умовах експлуатації. Приблизне теоретичне визначення динамічного навантаження (напруження від динамічних сил σ_d) частіше визначають за допомогою коефіцієнта вертикальної

динаміки K_d , помноженому на статичне вагове навантаження

$$\sigma_d = K_d \cdot \sigma_v \quad (5.28)$$

При цьому коефіцієнт вертикальної динаміки визначають з емпіричної формули:

$$K_d = 1 + a + \frac{0,01V}{f'_{ст} + 1,5f''_{ст}}, \quad (5.29)$$

де $a = 0,1$ – коефіцієнт інерції для обресорених частин візка;

$a = 0,15$ для інерції необресорених частин візка;

V – конструкційна швидкість розрахункового режиму, м/с²;

$f'_{ст}, f''_{ст}$ – статичний прогин ресор під навантаженням бруто буксової і центральної ступенів ресорного підвішування.

5.3.7. Визначення запасу міцності в небезпечних перерізах

Визначивши напруження від основних видів навантаження можна приступити до оцінки міцності рами за її напруженим станом в небезпечному перерізі. Для цього необхідно розглянути одночасну дію різних навантажень в їх можливому поєднанні і провести алгебраїчне підсумовування напруження в небезпечному перерізі.

Поєднання видів навантаження визначається з урахуванням їх одночасної дії. Наприклад, потрібно зважати на те, що вертикальне динамічне навантаження не діє під час розгону рухомого складу; тобто тягове зусилля розвинуте при зрушенні не відповідає режиму руху з конструктивною швидкістю й ін.

На основі аналізу напруження відокремлених видів навантаження, вибирають їх поєднання, за якими результуючі напруження в якій–небудь з точок розрахункового перерізу виявляються найбільшими ($\sigma_{p \max}$). За їх величиною визначають запас міцності і роблять висновок щодо придатності рами до експлуатації.

Допустимий коефіцієнт запасу міцності при орієнтовному розрахунку:

$$[n] = (\sigma_T / \sigma_{p \max}) \geq 1,7 \div 2, \quad (5.30)$$

де σ_T – межа текучості, наприклад для сталі Ст3 – $\sigma_T = 240$ МПа.

$\sigma_{p \max}$ – максимально розрахункове напруження в небезпечному перерізі.

6. КОЛІСНІ ПАРИ (МОСТИ), КОЛЕСА

6.1. Призначення

Колісні пари (мости) призначені для сприйняття обертаючого моменту тягових машин, реалізації сил тяги, гальмування і спрямування екіпажа в колійному чи безколійному шляху.

6.2. Класифікація колісних пар (мостів) і конструкція елементів

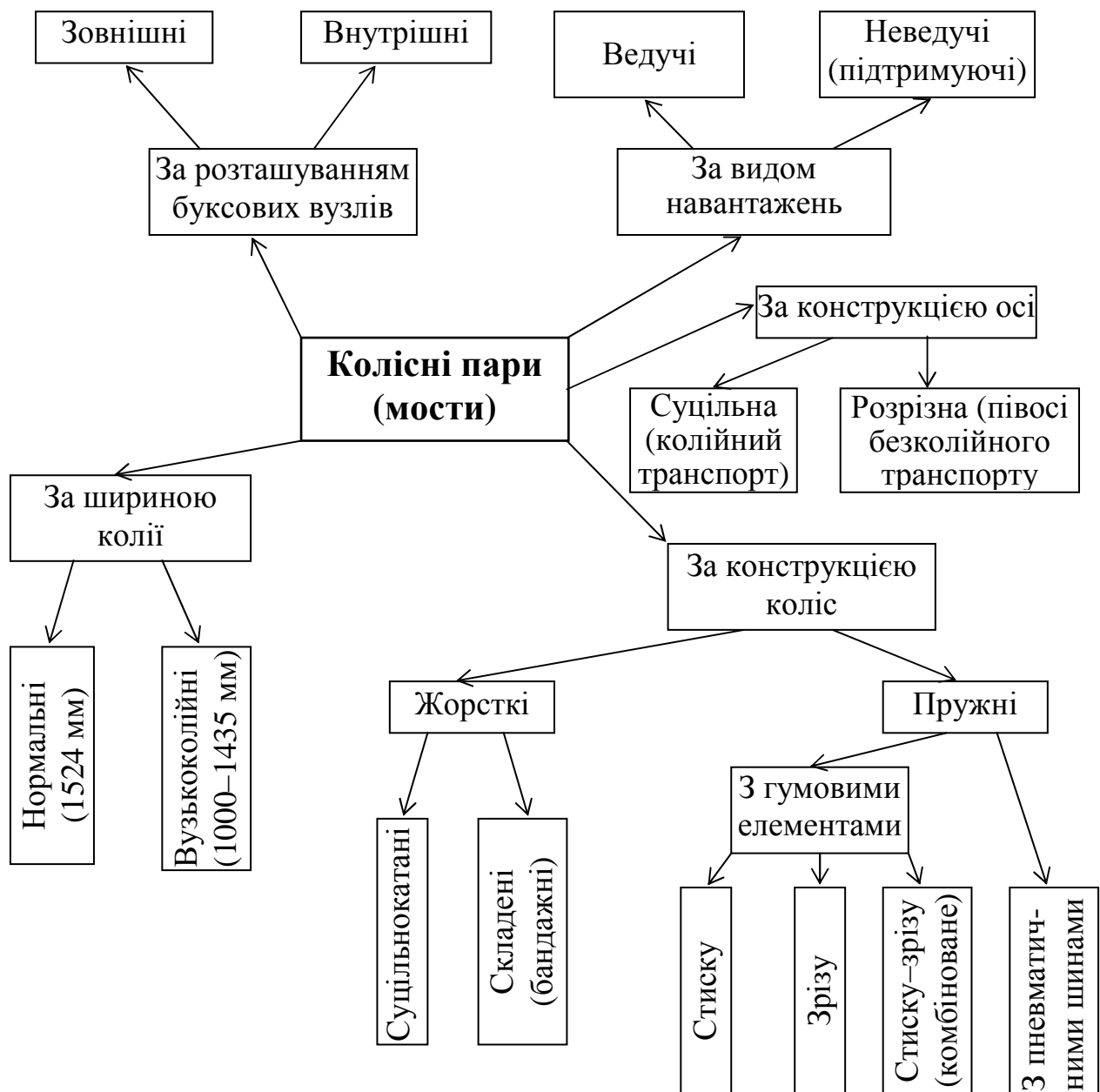


Рис. 6.1 – Класифікація колісних пар (мостів)

Як видно зі схеми (рис. 6.1), можна виділити п'ять класифікаційних ознак колісних пар. За розташуванням буксових вузлів більш докладно викладено в розділі 5.

За видом навантажень: ведучими називають мости, що є елементами тягового приводу, тобто зв'язані з електродвигуном і несуть (крім вертикальних і горизонтальних навантажень) обертальні моменти. До неведучих (тобто підтримуючих) відносять мости, що не передають обертальні моменти і грають роль заданого розподілення навантажень від кузова з метою зменшення напруження в контакті "колесо – дорога". На безрейковому транспорті такі мости виконують функцію зміни напрямку руху і називають їх керованими.

На рейковому транспорті вітчизняного виробництва в колісних парах застосовуються в основному суцільні осі, конструкція яких подана на рис. 6.2.

6.3. Конструкція колісних пар (мостів)

6.3.1. а) елементи осей колісних пар (рис. 6.2) колійного транспорту;

б) на трамваях і тролейбусах застосовують осі, встановлені в корпусі; тоді їх називають мостами.

Трамвайні осі виготовляють з мартенівської сталі підвищеної міцності (ДСТ 6143–52), осі метро – з вуглецевої сталі ОсМ (ДСТ 6690–69).

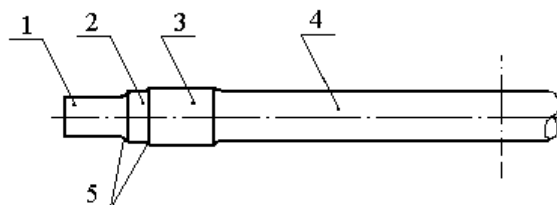


Рис. 6.2 – Вісь колісної пари із зовнішнім розташуванням буксових вузлів:
1 – буксова шийка; 2 – передматочинна частина; 3 – підматочинна частина;
4 – міжматочинна частина; 5 – галтельні переходи (для зниження коефіцієнта концентрації механічних напружень).

Таблиця 6.1 – Хімічний склад сталей осей колісних пар і їх механічні характеристики

Застосування колісних пар	Хімічний склад сталі, %								Механічні властивості	
	C	Mn	Si	P, не більше	S, не більше	Cu	Cr	Ni	Межа міцності, МПа	Відносне подовження, %
Трамвайні вагони	0,35–0,45	0,5–0,8	0,15–0,35	0,05	0,05	0,2	0,3	0,3	60–67	18
Вагони метрополітену	0,37–0,47	0,5–0,8	0,15–0,35	0,04	0,05	0,25	0,3	0,3	58–63	22

в) На безрейковому РС використовують осі розрізні, тобто півосі, чого потребує тягова передача (див. Розділ "Тягові передачі").

6.3.1. Колеса колійного транспорту

Ходові колеса рейкового РС виконують бандажними (рис. 6.3, а, б, г) і безбандажними (рис. 6.3, в); безрейкового РС – із пневматичними шинами.

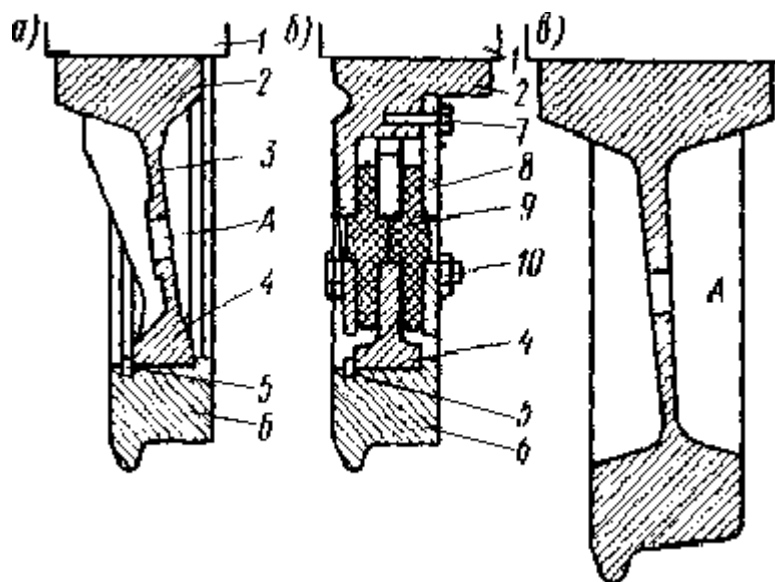


Рис. 6.3 – Конструктивні елементи коліс рейкового РС: а – жорстке бандажне колесо; б – підгумове колесо; в – безбандажне колесо вагона метрополітену

Рухомий склад трамвая виконують з підгумовими колісьми (рис. 6.3, б). На РС метрополітенів використовують бандажні підгумові, а також жорсткі бандажні (рис. 6.3, а) і безбандажні колеса (рис. 6.3, в). Основні елементи жорсткого бандажного колеса (рис. 6.3, а) : маточина 2 для насадки на вісь 1; колісний диск 3 з ободом 4; бандаж 6 і стопорне кільце 5, що попереджає зіскакування бандажа з обода. Маточина 2 колеса насаджується на вісь 1 найчастіше пресовою посадкою, бандаж 6 на обід 4 – тепловою посадкою (з попереднім нагріванням бандажа до 250°C). Недоліки жорстких коліс – жорстка передача сил взаємодії між рейковою колією і ходовими частинами і порівняно високий рівень шуму (одним із джерел шуму рейкового РС є контакт колеса з рейкою). У підгумовому колесі (рис. 6.3,б) колісний центр з ободом 4 затиснутий болтами 10 між маточиною 2 і натискною шайбою 8 за допомогою двох кільцевих чи двох рядів гумових вкладишів 9, армованих сталевими дисками. На обід 4 насаджують бандаж 6 із кріпленням стопорним кільцем 5. Вкладиш 9 під час зборки колеса піддають стиску під пресом нормованим зусиллям і затягують болтом 10. Натискну шайбу 8 додатково кріплять до маточини болтом 7.

Перевага бандажних коліс – можливість зміни бандажа при зносі; недолік – можливість ослаблення посадки на ободі. Тому на метрополітені іноді використовують суцільнокатані безбандажні колеса (рис. 6.3, в), що відрізняються від бандажних підвищеною міцністю й надійністю, технологічністю обробки і зборки, зменшеною масою, але вимагають більш складної технології виготовлення. Конструкції коліс рейкового РС безупинно проходять удосконалення. Пропонують різні варіанти їх підгумовування, використання пневматичних пружних елементів замість гуми, посадки на вісь. На рис. 6.3, б показана конструкція колеса з гумовими пружними елементами, що працюють на зріз і безматочинним болтовим кріпленням на осі колісної пари 1 болтами 11. Бандаж 6 колеса насаджений на обід 4-х колісного диску і затиснутий на ньому разом з армованими сталевими кільцями пружними елементами 14 стяжним сталевим кільцем 12 і болтами 13. Для зручності транспортування і закріплення при об-

робці на верстатах колісні центри мають два розташованих діаметрально технологічних отвори А.

Трамвайний бандаж (рис. 6.4, а) має циліндричну поверхню катання 5, реборду 4, буртик 3, канавку 2 для стопорного кільця і запlechник 1. Реборда 4 бандажа виконує роль направляючого пристрою: забезпечує вписування РС у криві ділянки колії за рахунок упора в голівку чи губку рейки. Поверхню катання бандажів коліс вагонів метрополітену (рис. 6.4, б) обточують з ухилом 1:20 і 1:7, що полегшує їх уписування в кривих ділянках колії.

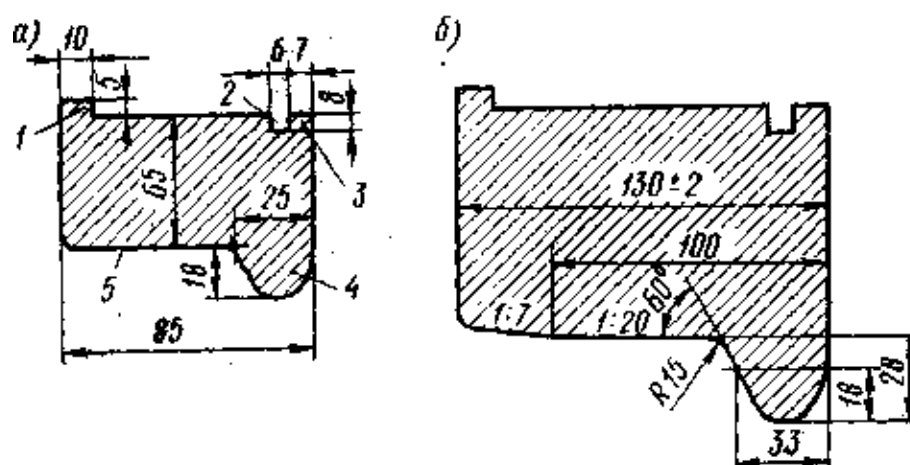


Рис. 6.4 – Трамвайний бандаж (а) і бандаж колеса РС метрополітенів (б)

Вимоги до коліс з пружними гумовими елементами:

- 1) гума в підгумових колесах повинна працювати на зріз або на стиск;
- 2) максимальний вертикальний прогин 2,5–4 мм, горизонтальний 1–1,5 мм;
- 3) рекомендована твердість для МЕТ 54–56 од. по Шору;

4) гума повинна бути еластична, шумопоглинаюча, стійка до коливань температури (+80...–40°C), мати малі втрати на внутрішнє тертя, незначну залишкову деформацію, збереження пружних властивостей 8–10 років;

5) товщина вкладишів 16–17 мм ($\pm 0,25$ мм). При більшій товщині важко отримати однакову щільність внутрішнього та зовнішнього шарів. Крім того, за низької теплопровідності надто нагрівається від втрат енергії на внутрішнє тертя;

- б) бажано уникати гвинтових з'єднань; якщо є гвинти, то вони не повинні

працювати на згин;

7) гумові елементи треба захистити від кисню повітря, конструкція повинна бути міцною, легкою, надійною, дешевою.

Позитивні сторони пружних коліс:

- 1) покращує умови роботи ходових частин і колії;
- 2) знижує знос реборди, збільшуючи пробіг між проточками;
- 3) зменшує шум, підвищує плавність ходу, підвищує комфортність.

Негативні сторони:

- 1) більш висока вартість, збільшені затрати на ремонт;
- 2) підвищений опір руху з-за втрат на тертя в гумі;
- 3) неможливість використання колісно-колодкового гальмування.

РС з пружними колесами широко застосовується за кордоном. В Україні – трамваї чеського виробництва, вагони КТМ–5М, вагони метрополітену.

6.3.2. Колеса безколійного транспорту

На безрейковому РС використовують одиночні і здвоєні ходові колеса з пневматичними шинами. Пневматичні шини (рис. 6.5, а) характеризують наступними геометричними розмірами (ДСТ 5513–75):

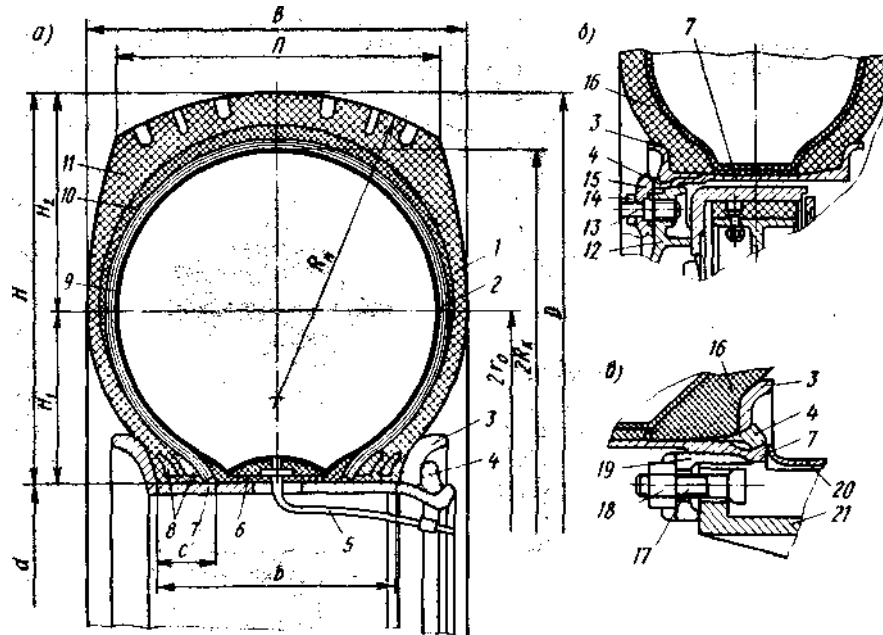


Рис. 6.5 – Конструктивні елементи бездискового пневматичного колеса тролейбусів ЗиУ–9: а – пневматична шина; б – кріплення одиночного (керованого) колеса; в – кріплення здвоєного (ведучого) колеса

шириною шини B і протектора Π ; висотою шини H внутрішньої H_1 і зовнішньої H_2 частин шин; діаметром внутрішнім d і за поверхнею катання D ; радіусом заокруглення протектора R_{Π} , внутрішньої оболонки R_k , основної окружності r_0 ; шириною по бортам b ; товщиною борта c . Основні розміри шини – внутрішній діаметр під посадку на обід і ширину B наносять на боковину шини. На тролейбусах $ЗіУ-9$, наприклад, установлені шини 320-508 модель "ИЯ-241" з "дорожнім" (неглибоким) малюнком протектора. Внутрішній діаметр цих шин під посадку на обід 508 мм і шириною 320 мм. Шина пневматичного колеса має: гумову покришку 1 прямобортного типу, гумову камеру 2, наповнену стисненим повітрям; вентиль 5 для накачування шини; сталеве армування 8 і каркас 9 покришки; брекер 10 (шар, що розподіляє навантаження шини на каркас); протектор 11. Шини кріплять на ободі 7 колеса знімним бортом 3 і замковим кільцем 4. До установки шини на обід 7 укладають ободну стрічку 6, що охороняє камеру від ушкоджень металевими частинами колісного диска.

Кріплення коліс до маточини регламентовано стандартом. Одиночні колеса керованого моста тролейбуса кріплять до маточин 12 (рис. 6.5,б) притисками 15 на шпильках 13 і гайках 14. Пневматичну шину 16 надягають на суцільний сталевий обід 7 і кріплять на ньому знімним бортом 3 і замковим кільцем 4. Здвоєні колеса ведучого моста кріплять болтами 17 з гайками 18 до перехідника 21 (рис. 6.5, в) шістьма притисками 19. Між ободами коліс ставлять дистанційне кільце 20. Шину 16 надягають на обід 7 і закріплюють на ньому знімним бортом 3 і замковим кільцем 4 так само, як і шину одиночного колеса.

6.4. Розрахунок осей колісних пар на міцність

Приведемо методику розрахунку осей колісних пар з внутрішніми опорами, тобто її можна використовувати для розрахунку колісних пар трамваю (рис. 6.6).

В даному розрахунку навантаження візка на осі колісної пари буде сумарним від дії комплексу сил (Докладніше дивись курсовий проект):

- 1) Сумарні сили Z_1, Z_2 , що діють від рами візка на колісну пару через під-

шипникові опори: а) від вагового навантаження; б) від сил, що діють у кривій P_6 ; в) від сил, що діють на ухили; г) від сил інерції при гальмуванні; д) від динамічного навантаження, тощо. Останні три групи сил враховують як складові сил Z_1 і Z_2 .

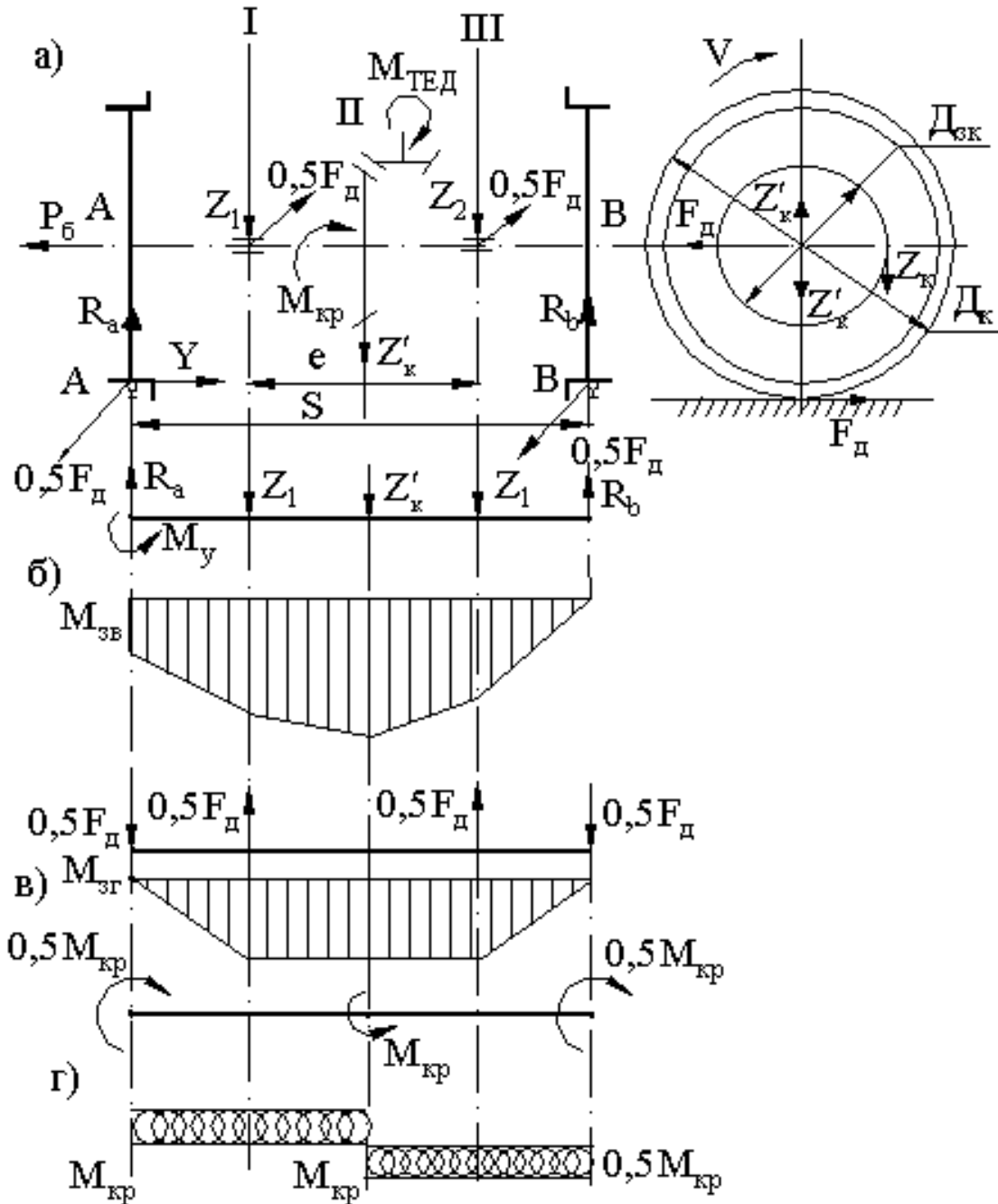


Рис. 6.6 – Схеми і епюри силових факторів до розрахунку осей колісних пар: а – повна схема сил; б – схема силових факторів та епюра згинаючих моментів, що діють у вертикальній площині; в – схема силових факторів та епюра згинаючих моментів, що діють в горизонтальній площині; г – схема дії та епюра крутних моментів на осі

2) Силу, що діє на зубчате колесо тягового редуктора від зчеплення його з ведучою шестернею Z_k , визначають з рівняння обертаючого моменту $M_{кр}$ тягового редуктора:

$$M_{кр} = \frac{Z_k D_{з.к.}}{2} = \frac{F_d D_k}{2}; \quad (6.1)$$

$$Z_k = \frac{F_d D_k}{D_{з.к.}}; \quad (6.2)$$

де F_d – дотична сила тяги колісної пари при зчепленій вазі на одну колісну пару $P'_{зч}$ та коефіцієнті зчеплення $\Psi = 0,15 \div 0,3$ (метал по металу)

$$F_d = P'_{зч} \Psi \quad (6.3)$$

3) Направляюче зусилля (горизонтальне поперечне зусилля від дії колії на колесо при русі в кривій):

$$Y = P_6 = P_c + P_{п}, \quad (6.4)$$

де P_6 – зусилля бокове;

P_c – зусилля відцентрове,

$$P_c = \frac{P'_{зч} V_{кр}^2}{gR}; \quad (6.5)$$

$g = 9,8 \text{ м/с}^2$ – прискорення сили тяжіння;

Швидкість в кривій розраховують з емпіричної формули в залежності від радіуса повороту R , м:

$$V_{кр} = 1,27 \cdot \sqrt{R} \text{ [м/с]}. \quad (6.6)$$

$$\text{Зусилля повітряне} \quad P_{п} = \frac{D \cdot h_k \cdot p}{n}, \quad (6.7)$$

де D – довжина вагона, м;

h_k – висота кузова вагона, м;

$p = 0,5 \text{ кН/м}^2$ – питомий тиск повітря розрахунковий для України;

n – кількість колісних пар вагона.

4) Реакції в точках А і В від усіх діючих зусиль в місці контакту колеса з колією: відповідно R_A і R_B визначають за умови рівноваги системи в поперечній вертикальній площині, тобто сума моментів відносно точок А і В повинна

дорівнювати 0.

$$\Sigma M_A = -P_6 \cdot \frac{D_K}{2} + Z_I \cdot \frac{S-l}{2} + Z'_K \cdot \frac{S}{2} + Z_2 \cdot (S - \frac{S-l}{2}) + R_B \cdot S = 0, \quad (6.8)$$

де Z'_K – статичний нуль при перенесенні точки прикладення сили Z_K

$$(Z'_K = Z_K)$$

$$R_B = \frac{P_6 \cdot \frac{D_K}{2} - Z_I \frac{S-l}{2} - Z'_K \cdot \frac{S}{2} - Z_2 \cdot (S - \frac{S-l}{2})}{S} \quad (6.9)$$

$$\Sigma M_B = -P_6 \cdot \frac{D_K}{2} + R_A S - Z_I (S - \frac{S-l}{2}) - Z'_K \cdot \frac{S}{2} - Z_2 \cdot \frac{S-l}{2} = 0 \quad (6.10)$$

$$R_A = \frac{P_6 \cdot \frac{D_K}{2} + Z_I (S - \frac{S-l}{2}) + Z'_K \cdot \frac{S}{2} + Z_2 \frac{S-l}{2}}{S}. \quad (6.11)$$

За відомими значеннями сил, що діють на вісь, розраховують згинаючі моменти від вертикальних сил $M_{зг\ в}$ (рис. 6.6,а) і горизонтальних сил $M_{зг\ г}$ (рис. 6.6,в) в небезпечних перерізах осі I,II,III розрахуємо результуючий згинаючий момент в перерізах I,II,III:

$$M_{Iзг} = \sqrt{M_{Iв}^2 + M_{Iг}^2}; \quad (6.12)$$

$$M_{IIзг} = \sqrt{M_{IIв}^2 + M_{IIг}^2}; \quad (6.13)$$

$$M_{IIIзг} = \sqrt{M_{IIIв}^2 + M_{IIIг}^2}; \quad (6.14)$$

З енергетичної теорії міцності еквівалентні розрахункові напруження в небезпечному і-тому перерізі осі будуть:

$$\sigma_i = \sqrt{\sigma_i^2 + 3\tau_i^2}; \quad (6.15)$$

де $\sigma_i = \frac{M_{зг\ i}}{W_i}$ - згинаючі нормальні напруження в і-му перерізі;

$\tau_i = \frac{M_{кр}}{W_{зр}}$ - тангенційні (дотичні) напруження в і-му перерізі;

$M_{кр}$ – обертаючий момент в і-му перерізі з епюри рис. 6.6г;

W_i – моменти опору відповідних перерізів осі.

Таким чином, для трьох розрахункових перерізів напруження дорівнюють:

$$\sigma_I = \sqrt{\left(\frac{M_{I\text{зг}}}{W_I}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{\text{кр}}}{2W_p}\right)^2}; \quad (6.16)$$

$$\sigma_{II} = \sqrt{\left(\frac{M_{II\text{зг}}}{W_{II}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{II\text{кр}}}{W_{IIp}}\right)^2}; \quad (6.17)$$

$$\sigma_{III} = \sqrt{\left(\frac{M_{III\text{зг}}}{W_{III}}\right)^2 + 3\left(\frac{M_{III\text{кр}}}{2W_{IIIp}}\right)^2}. \quad (6.18)$$

Вісь колісної пари буде відповідати потребам міцності тоді, коли $\sigma_{I,II,III} \leq [\sigma]$

Для осьової сталі з урахуванням знакозмінного характеру навантаження допустиме напруження дорівнює $[\sigma] = 100 \div 120$ МПа.

6.5. Розрахунок насадки коліс

Безпека руху рейкового транспорту напряму залежить від дотримання технології напресовування коліс на осі колісних пар. Напресовування проводять в холодному стані за допомогою преса з побудуванням діаграми залежності зусилля напресовування P_3 від глибини X (рис. 6.7)

Величина натягу при посадці коліс на ось $\Delta = D_o - D_m = 0,1 - 0,25$ мм – різниця діаметрів маточини і підматочинної частини осі (рис. 6.7)

Зусилля холодного запресування P_3 повинно подолати зусилля деформації осі P_1 , маточини P_2 і силу тертя P_t .

$$P_3 = P_1 + P_2 + P_t. \quad (6.19)$$

де $P_t = f \cdot Q$,

при f – коефіцієнті тертя $0,18-0,2$ (сталь по сталі),

$Q = q \cdot \pi \cdot D_m \cdot x_i$ – сумарне зусилля обтискування підматочинної частини осі маточиною,

де $q = \frac{E \cdot Z}{1 + K}$ – питомий тиск на маточину;

$Z = \frac{\Delta}{D_c}$, $K = \frac{r_3 + r_b}{r_3^2 - r_b^2}$ – коефіцієнти, що враховують геометрію посадки;

D_{cp} – середній діаметр посадки,

$$D_{cp} = \frac{D_o - D_m}{2}; \quad (6.20)$$

E – модуль пружності;

r_3, r_b – зовнішній і внутрішній радіуси маточини.

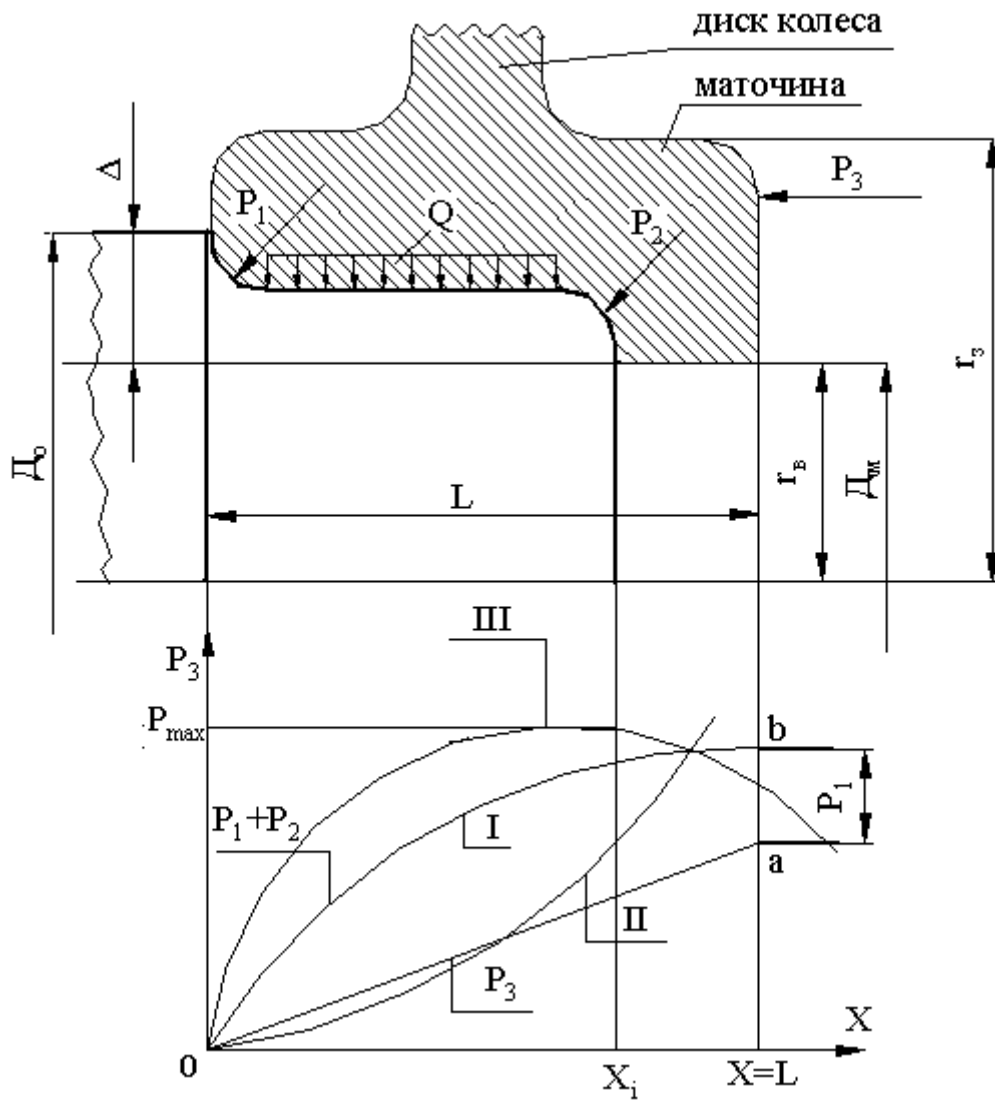


Рис. 6.7 – Діаграма запресування колеса на вісь

У міру переміщення колеса по осі X сила тертя $P_t = f(x)$ зростає прямолінійно (ділянка Oa). Різниця ординат кривої $Oв$ і прямої Oa дає величину зусилля запресовки, яке необхідне для подолання сил опору P_1 і P_2 . Максимальної величини воно досягає в середині запресовки, оскільки в цьому місці поперечний переріз маточини підсилено диском колеса. Після повного напресуван-

ня маточини на підматочинну частину осі, коли $x = L$, силу P_T перетворюють в постійну величину і для подальшого переміщення колеса потрібно подолати тільки сили від деформації осі P_1 . При цьому сумарна сила запресовки буде постійною і дорівнювати P_{\max} . Остаточна величина посадочного тиску характеризує міцність пресової посадки від провертання колеса на осі.

Для розрахунку необхідної величини P_{\max} використовують рівняння моментів:

$$\frac{P_{\max} \cdot D_o}{2} = n \cdot \frac{F_{\max} \cdot D_k}{2}; \quad (6.21)$$

де $n = 6$ – коефіцієнт, що враховує запас на ослаблення міцності посадки.

F_{\max} – максимальна сила тяги на одне колесо,

D_o – діаметр посадочної поверхні осі,

D_k – діаметр колеса.

Враховуючи P_{\max} за умови міцності маточини і колісного центру розраховують її довжину і величину натягу.

З характеру кривої можна відстежити якість посадки. Наприклад, крива II характеризує конічність поверхні маточини і осі одного напрямку, а III – протилежного. Те і інше – не припустиме.

7. РЕСОРНЕ ПІДВІШУВАННЯ (РП)

7.1. Призначення

Система РП призначена для:

- акумулювання енергії ударів коліс під час руху РС по нерівностям шляху й передача її кузову в процесі коливань;
- передавання та розподіл зусиль від кузова на колеса;
- підтримання проектного навантаження між колісними парами при проходженні ними окремих нерівностей шляху;
- створення плавного та безпечного ходу РС, особливо при великих швидкостях руху.

7.2 Класифікація системи ресорного підвішування (рис. 7.1)

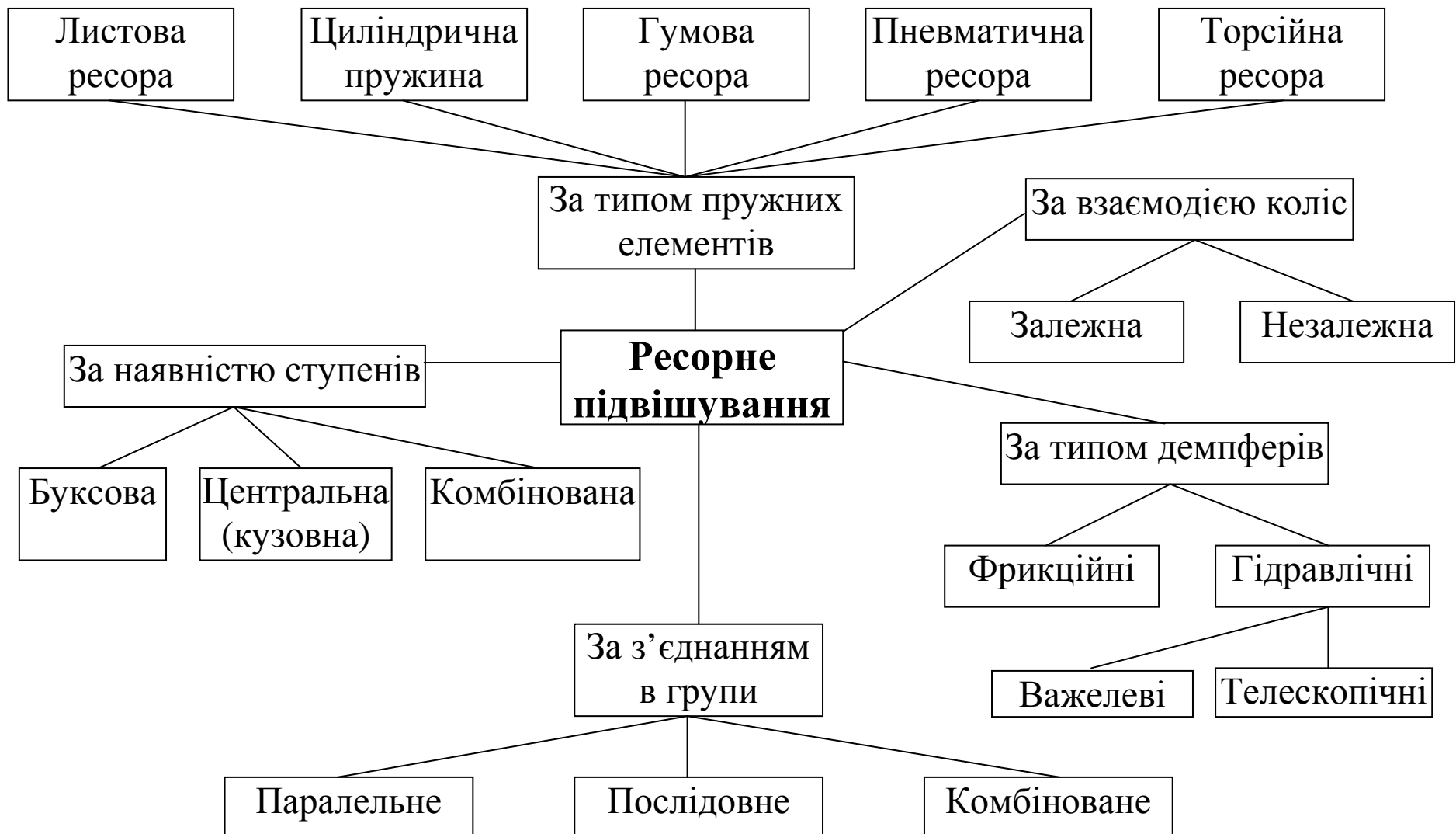


Рис. 7.1 – Класифікація системи ресорної підвіски РС

При дослідженні питання пружного підвішування транспортних засобів взагалі і міського транспорту зокрема можна відмітити чотири основних класифікаційних ознаки. До них відноситься класифікація (рис. 7.1) за типом пружних елементів, за типом демпферів коливань, за з'єднанням пружних елементів в групи і за наявністю ступеня ресорної підвіски.

Пружні елементи класифікуються за конструкцією, характером сприймання навантаження, демпфірування (гасіння) коливань. У ходовій частині РС широке застосування одержали: гвинтові циліндричні пружини; листові, гумові й гумово–металічні, а також пневморесори. Ці пружні елементи утворюють центральне та буксове ресорне підвішування кузова, а тому можуть з'єднуватися паралельно, послідовно і комбіновано.

Пружні елементи, які володіють тертям (наприклад, листові між листами, гумові – між молекулами), крім основних функцій, перелічених вище, гасять коливальні процеси в системі. При встановленні до підвіски пружних елементів, що не гасять коливання, таких як гвинтові пружини, треба додавати спеціальні демпфери (погашувачі) коливань (див. нижче).

7.3. Характеристики гвинтових циліндричних пружин

Однією з головних характеристик пружних елементів є "вертикальна пружна характеристика", що показує залежність деформації f (мм) від вертикального навантаження P (Н).

Особливістю вертикальної пружної характеристики гвинтової циліндричної пружини є співпадіння залежності P в функції f для процесу навантаження і для процесу розвантаження (рис. 7.2).

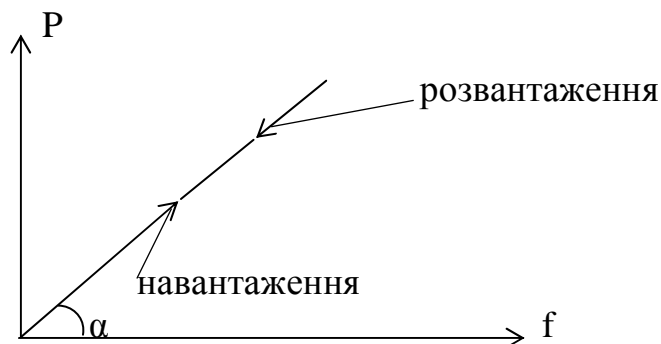


Рис. 7.2 – Вертикальна пружна характеристика гвинтової циліндричної пружини

Пружні властивості елементів характеризуються коефіцієнтами жорсткості (жорсткістю) або гнучкості (гнучкістю).

Жорсткість (Ж) – це похідна від навантаження на пружний елемент з викликаного прогину f , а гнучкість Γ – похідна від прогину з навантаження:

$$Ж = \frac{dP}{df} = \operatorname{tg} \alpha, \left[\frac{H}{\text{мм}} \right]; \quad \Gamma = \frac{df}{dP} = \frac{1}{Ж}, \left[\frac{\text{мм}}{H} \right]. \quad (7.1)$$

Під час паралельного з'єднання (рис. 7.1) еквівалентна жорсткість $Ж_e$, тобто жорсткість комплексу ресор буде дорівнювати сумі жорсткостей окремих елементів:

$$Ж_e = \sum Ж_i = Ж_1 + Ж_2 + Ж_3 + \dots + Ж_i. \quad (7.2)$$

Під час послідовного з'єднання

$$\frac{1}{Ж_e} = \sum \frac{1}{Ж_i} = \frac{1}{Ж_1} + \frac{1}{Ж_2} + \frac{1}{Ж_3} + \dots + \frac{1}{Ж_i}, \quad (7.3)$$

або аналогічно

$$\Gamma_e = \sum \Gamma_i = \Gamma_1 + \Gamma_2 + \Gamma_3 + \dots + \Gamma_i. \quad (7.4)$$

Тоді еквівалентна жорсткість комплексу з двох послідовно з'єднаних ресор набуде вигляд:

$$Ж_e = \frac{Ж_1 \cdot Ж_2}{Ж_1 + Ж_2} \quad (7.5)$$

Як правило, в транспорті застосовують комбіновану систему, тобто система паралельно-послідовного включення пружних елементів в групи. В цьому випадку забезпечують сприйняття значних вертикальних навантажень, що більше відповідає паралельному з'єднанню пружних елементів. Для більшої комфортності пасажирів необхідна система з великими прогинами. Останню якість забезпечують послідовним з'єднанням пружних елементів, що входять до загальної системи паралельно-послідовного з'єднання.

7.4. Розрахунок пружин на міцність

Для цього користуються наближеними формулами, виведеними в припущенні, що виток працює на два основних види деформації – кручення і зріз. На кручення виток діє від моменту P_t (рис. 7.3); при цьому зневажають нахилом

гвинтової лінії. Для круглого перерізу пружини, використовуючи рівняння, виведене для кручення прямого бруса, маємо:

$$P_{\tau} = \frac{\pi d^3}{16} \tau_{кр}, \quad (7.6)$$

де d – діаметр прутка;

$\tau_{кр}$ – дотичне напруження від кручення.

Звідси
$$\tau_{кр} = \frac{16P_{\tau}}{\pi d^3} \quad (7.7)$$

Дотичні напруження на зріз дорівнюють

$$\tau_{зр} = \frac{P}{\pi \cdot \frac{d^2}{4}}. \quad (6.8)$$

В дійсності по теорії пружності воно буде найбільшим в перерізі перпендикулярному дії сили P , тоді $\max \tau_{зр} = \frac{4,92D}{\pi d^2}$

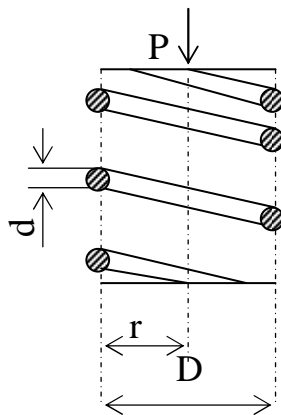


Рис. 7.3 – Схема навантаження циліндричної гвинтової пружини

Загальне дотичне напруження $\tau_{\max} = \tau_{кр} + \max \tau_{зр}$

Допустиме напруження в перерізі пружини приймаємо $[\tau] = 500 \div 550$ МПа.

Для визначення деформації пружини приймають, що точка прикладеної сили P весь час залишається на осі циліндра. Припущення кінцево малої частини витка дорівнює dS , відповідно центральному куту $d\beta$:

$$d\beta = \frac{dS \cdot \cos \alpha}{\tau}, \quad (7.9)$$

де α – кут нахилу витка, $\cos \alpha = 1$

$$dS = \tau d\beta \quad (7.10)$$

Якщо прийняти безкінечно малу частину витка dS за прямий брус, то кут скручування на одиницю довжини від крутного моменту P_r (у випадку круглого перерізу) буде дорівнювати:

$$\theta = \frac{3\tau}{\pi} \cdot \frac{P_r}{Gd^4}, \quad (7.11)$$

де G – модуль пружності при крученні, $G = 80 \div 85 \text{ кН/мм}^2$.

Скручування елементів dS на кут θ відповідає переміщенню точки O прикладення сили P (приймаючи дугу переміщення за хорду, що співпадає з віссю циліндра), що дорівнює:

$$df = \tau \theta dS = \theta \tau^2 d\beta \quad (7.12)$$

Повне переміщення точки O (деформація пружини) при кількості витків n буде дорівнювати

$$f = \int_0^{2\pi n} \theta \tau^2 d\beta = \frac{64Pn\tau^3}{Gd^4}; \quad (7.13)$$

$$\text{тобто} \quad f = \frac{8D^3nP}{Gd^4}. \quad (7.14)$$

Тоді жорсткість пружини

$$Ж = \frac{P}{f} = \frac{Gd^4}{64n\tau^3}. \quad (7.15)$$

У випадку 2-х, 3-х і багаторядних циліндричних пружин радіуси витків і поперечний переріз повинні бути максимально підібрані так, що напруження у всіх пружинах було однаковим. При недотриманні цієї вимоги перенапруження стає причиною поломки якої-небудь пружини. Навантаження, яке приходить на кожну пружину, за умові рівності напружень у витках, визначається наступним чином. Якщо 2-х рядні пружини навантажувати силою P і на зовнішню пружину приходить сила P_1 , а на внутрішню P_2 , то за умови однакового напруження:

$$\frac{16P_1r_1}{\pi d_1^3} = \frac{16P_2r_2}{\pi d_2^3}; \quad (7.16)$$

$$\frac{P_2}{P_1} = \frac{d_2^3 r_1}{d_1^3 r_2}, \quad (7.17)$$

Оскільки $P = P_1 + P_2$, то

$$P_1 = \frac{P d_1^3 r_2}{d_1^3 r_2 + d_2^3 r_1}; \quad (7.18)$$

$$P_2 = \frac{P d_2^3 r_1}{d_1^3 r_2 + d_2^3 r_1}. \quad (7.19)$$

7.5. Характеристики листових ресор і оцінка їх міцності

Листові ресори використовують на рухомому складі з давніх часів.

Ресори конструктивно поділяються на півеліптичні та еліптичні. На рис. 7.4 зображена конструкція напівеліптичної ресори, що являє собою пакет сталевих загартованих листів прямокутного або спеціального перерізу, вигнутих дугою або прямих, закріплених посередині заклепкою (шпилькою) та хомутом 1. Верхній лист 2, яким з'єднана ресора з рамою кузова або візка, називають корінним, інші листи – набірними або листами ступеневої частини. Верхній лист з них називають підкорінним; він призначений для підтримання кінців корінного листа на випадок його зруйнування. Еліптичні ресори являють собою дві напівеліптичні ресори, з'єднані своїми кінцями один з одним.

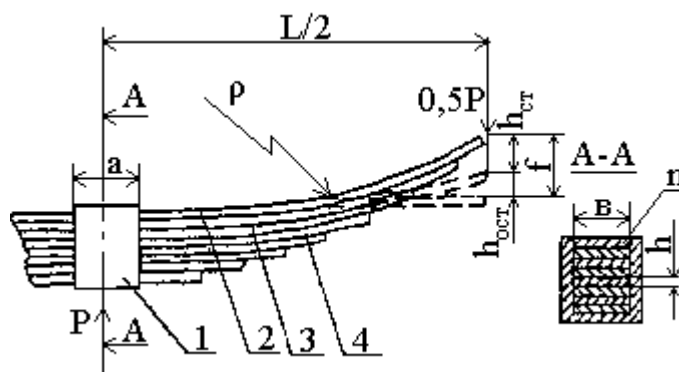


Рис. 7.4 – Конструкція напівеліптичної ресори:

1 – хомут, 2 – корінний лист, 3 – підкорінний лист, 4 – набірний лист

Вертикальна пружна характеристика листової ресори має вигляд, зображений на рис. 7.5. З нього видно, що лінії навантаження ОБ і розвантаження БГО

не збігаються і утворюють петлю гістерезису. Лінія БГ характеризує зону нечутливості ресори. Площа петлі (ОБГО) чисельно дорівнює різниці половини роботи сил навантаження (ОБЕО) і розвантаження (ОГЕО) і характеризує роботу сил тертя між листами або втрату енергії під час циклу "навантаження – розвантаження".

Ця втрата енергії йде на гасіння коливань рухомого складу, що сприяє покращенню плавності ходу, комфортності пасажирів і безпеки руху. Такого ефекту не має пружина, на вертикальній пружній характеристиці якої (рис. 7.2) відсутня петля втрат.

Ці втрати є наслідком роботи сил тертя між листами в коливальному процесі. Таким чином, для гасіння коливань в пружинну підвіску необхідно додавати додаткові пристрої (амортизатори). Це є одним з недоліків такої підвіски (ускладнення конструкції).

З розглянутих конструкцій пружинної і ресорної підвісок також видно, що пружина на відміну від ресори не може передавати горизонтальні, так звані направляючі зусилля. Остання може виконувати цю функцію завдяки її кріпленням до кузова і моста. Таким чином проявляється ще один недолік конструкції пружинної підвіски – необхідність застосування спеціальних направляючих пристроїв. До них відносяться, як правило, різноманітні плоскі і круглі направляючі (рис. 5.4), важелі, реактивні тяги тощо.

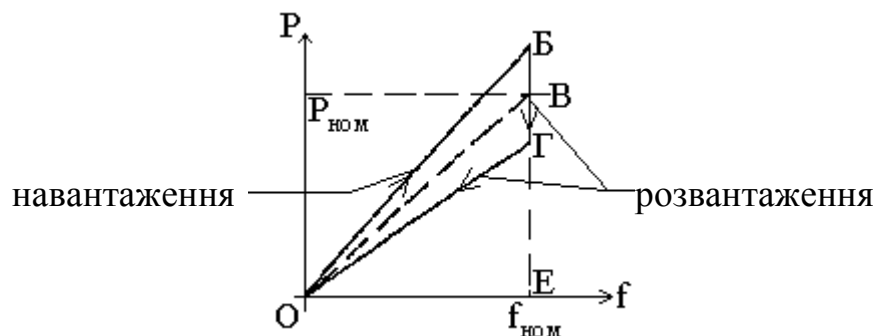


Рис. 7.5 – Вертикальна пружна характеристика листової ресори

Визначення умовної жорсткості листової ресори полягає у визначенні ординат кривих, що утворюють петлю гістерезису для різних прогинів ресори:

$$Ж_y = \frac{\sum_{i=1}^n \frac{P_i}{f_i}}{k}, \quad (7.20)$$

де k – кількість дослідних точок, узятих по лінії ОВ чисто пружних сил.

Теоретичну жорсткість листової ресори визначають за виразом:

$$Ж_t = \frac{E \cdot b \cdot h^3 \cdot (3n_k + 2n_n)}{6 \cdot (L/2 - a/b)^3}, \quad (7.21)$$

де $E = 20,5 \cdot 10^4$ МПа – модуль пружності матеріалу ресори;

b – ширина листа, мм;

h – товщина листа, мм;

a – ширина хомута, мм;

L – довжина ресори, мм;

n_k – кількість корінних листів;

n_n – кількість листів набірної частини.

Наведені вище припущення до одиниць вимірювання складових виразу (7.21) пов'язані зі спрощенням розрахунку теоретичної жорсткості листової ресори.

Тертя у листовій ресорі оцінюють за розрахунковим коефіцієнтом відносного тертя:

$$\mu_p = 2\varphi(n_k + n_n + 1) \cdot h/l, \quad (7.22)$$

де φ – коефіцієнт тертя між листами ресори – приймається $\varphi = 0,3-0,4$.

При оцінці міцності листову ресору розглядають як балку довжиною L (теоретична довжина), яка лежить на двох опорах і навантажена посередині силою P .

Згинаючий момент посередині $M = \frac{PL}{4}$.

Якщо ρ – радіус кривизни листів, то

$$M = \frac{E \cdot J}{\rho} \text{ або } \frac{PL}{4} = \frac{E \cdot J}{\rho}, \quad (7.23)$$

де J – момент інерції перерізу шириною " b " і товщиною " h ",

$$J = \frac{hbr^3}{12} \quad (7.24)$$

Радіус кривизни ρ виражений через прогин f , як стріла з півхордою довжиною $L/2$.

За теоремою Піфагора

$$(\rho - f)^2 + (L/2)^2 = \rho^2 \quad (7.25)$$

$$f = \frac{(L/2)^2}{2\rho}, \text{ звідки } \rho = \frac{L^2}{8f} \quad (7.26)$$

Після підстановки величин ρ і J в рівняння (7.23) залежність між навантаженням P і прогином ресор f визначається $P = \frac{8}{3} \nu n \cdot \frac{h^3}{L^3} Ef$,

чи прогин
$$f = \frac{3}{8} \cdot \frac{PL^3}{n \cdot \nu \cdot h^3 E} \quad (7.27)$$

$f = 1$ мм, знайдемо жорсткість ресор

$$Ж = \frac{8}{3} \nu n \cdot \frac{h^3}{L^3} E. \quad (7.28)$$

Механічні напруження згину

$$\sigma_{зг} = \frac{M}{W_{AA}}, \quad (7.29)$$

де W_{AA} – момент опору згину в перерізі А–А.

$$W_{AA} = n \frac{\nu h^2}{6}$$

Тоді
$$\sigma_{зг} = \frac{3}{2} \frac{PL}{\nu h^2} \quad (7.30)$$

Порівняння виразу для жорсткості ресор і напруження згину показує, що зі збільшенням довжини ресор L пропорційно підвищується напруження згину, отже для отримання тієї ж міцності необхідно підвищити пропорційно момент.

При цьому збільшиться момент інерції J і пропорційно збільшиться $Ж$. Збільшиться довжина L , зменшиться жорсткість пропорційно третьому степеню L , тобто завжди є можливість при збільшенні L , зменшення жорсткості, не перевищуючи напруження $\sigma_{зг}$, що припускають за умовами міцності. В даному розрахунку не враховують наступні фактори, які мають місце в реальності:

– тертя між листами;

- закладення листів у хомуті;
- зміна довжини під навантаженням;
- наявність корінних листів.

Матеріал для виготовлення ресор – ресорна сталь 55С, 60С2, де 0,55% вуглецю, де С – кремній – 1% і 2 % – відповідно.

В процесі виготовлення здійснюється загартування в маслі при нагріві до 880 °С, відпуск при повторному нагріві до 510 °С.

$$\sigma_{\text{тек}} = 1200 \text{ Н/мм}^2, \text{ МПа.}$$

7.6. Характеристики гумових пружних елементів

Застосування гумових пружних елементів у рухомому складі дозволяє підвищити ступінь шумо– та віброізоляції вузлів механічного обладнання, одержати нові характеристики пружних елементів, що сприяють збільшенню тривалості роботи рухомого складу в цілому. Ці переваги не можна одержати при використанні, наприклад, металевих пружних елементів.

Вертикальна пружна характеристика гумових пружних елементів, як і листових ресор (рис. 7.5), має петлю гістерезису, але вона обумовлена не тертям листів, а в основному – внутрішнім тертям на міжмолекулярному рівні. Робота внутрішніх сил тертя складає 8% від роботи пружних сил. Ці властивості гуми сприяють гасінню коливань надресорної будови рухомого складу переважно високої (звукової) частоти. Тому такі пружні елементи є гарними шумоізоляторами.

До недоліків гумових пружних елементів відноситься обмеження температурних режимів їх роботи – від $-30^{\circ}\div 40^{\circ}\text{C}$ до $+30^{\circ}\div 40^{\circ}\text{C}$. Останній діапазон температур залежить не тільки від зовнішніх умов, але і від величини й інтенсивності навантажень на пружний елемент. В іншому випадку необхідні тепловідводячі пристрої.

На міському транспорті сьогодні знайшли широке застосування гумові пружні елементи зсуву (рис. 7.6). Вони можуть бути привулканізовані до металічних пластин, які призначені для зберігання горизонтальної стійкості ресори,

а можуть збиратись окремо (трамвай Т-3, КТМ-5М3).

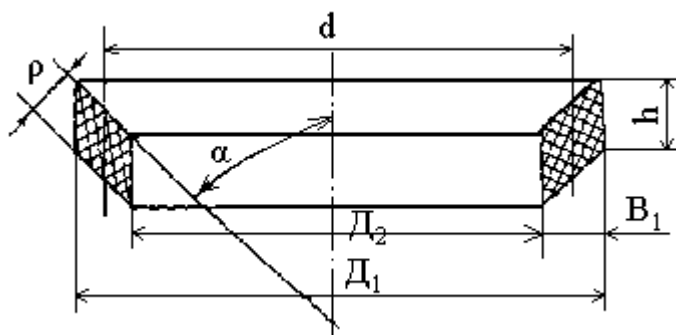


Рис. 7.6 – Переріз гумового пружного елемента

Теоретичну жорсткість комплекту гумових амортизаторів визначають:

$$Ж_{\tau} = \frac{F}{n \cdot \rho} (K \cdot E \cdot \sin^2 \alpha + G \cdot \cos^2 \alpha), \quad (7.31)$$

де F – площа поперечного перерізу елемента, і дорівнює:

$$F = \frac{\pi \cdot (D_1^2 - D_2^2)}{4}, \quad (7.32)$$

де D_1, D_2 – зовнішній та внутрішній діаметри гумового пружного елемента, мм;

ρ – товщина гуми одного кільця у вільному стані, мм;

n – кількість гумових елементів;

G – модуль пружності на зсув, що дорівнює 0,7 МПа;

E – модуль пружності на стиск, $E = 3,0$ МПа;

α – кут між опорною поверхнею і напрямком навантажуючої сили; під час розрахунків приймають $\alpha = 45^\circ$;

K – коефіцієнт збільшення жорсткості, який знаходять на основі графічної залежності (рис. 7.7) з урахуванням коефіцієнта форми K_ϕ

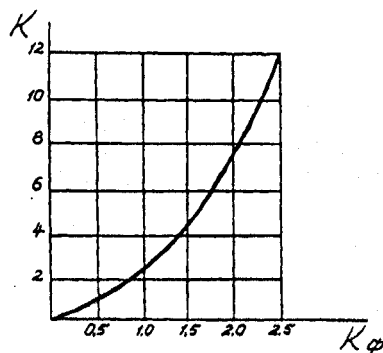


Рис. 7.7 – Залежність коефіцієнта жорсткості від коефіцієнта форми $K = f(K_\phi)$

$$K_{\phi} = \frac{F}{F_b} = \frac{D_1 - D_2}{4h}, \quad (7.33)$$

де F_b – площа поверхні випирання кільця, мм^2

$$F_b = 2\pi h \cdot (D_1 - D_2), \quad (7.34)$$

де h – висота гумових елементів.

7.8. Характеристики пневматичних ресор

У випадку використання в РП пружин і листових ресор, які мають лінійну залежність прогину від навантаження (рис. 7.2, 7.5), виникає небезпека великого статичного прогину при повному максимальному навантаженні кузова, а також дискомфорту малої кількості пасажирів. Тому бажано використовувати РП із параметрами жорсткості, що змінюються в пасажирському транспорті зі змінною кількістю пасажирів, які повинні автоматично настроюватися на оптимальне значення в залежності від навантаження РС. Краще всього цим вимогам задовольняють пневматичні ресори.

Ресори, робочим тілом яких є повітря під тиском, називаються пневматичними.

Тиск повітря, як правило, забезпечує гальмова система РС.

Ці ресори дозволяють автоматично підтримувати кузов на певному рівні незалежно від завантаження вагону, що досягається за рахунок зміни тиску в пневморесорі. Останні мають високу витривалість, незначну масу і покращують вібро– і шумоізоляцію.

Для опису пружних властивостей пневморесор звичайно використовують рівняння термодинаміки для політропного процесу:

$$p_0 V_0^n = p V^n, \quad (7.35)$$

де n – показник політропи (при повільному статичному деформуванні пневморесори $n = 1$, а при динамічному $n = 1,3 \div 1,4$);

p_0 і V_0 – відповідно тиск і об'єм повітря у вихідному положенні статичної рівноваги.

Поточний тиск p і об'єм повітря відповідно:

$$p = p_i - p_a; \quad (7.36)$$

$$V = V_0 - S_e \cdot f, \quad (7.37)$$

де p_a і p_i – відповідно атмосферний і надлишковий тиск повітря;

S_e – ефективна (несуча) площа пневморесори;

f – деформація (прогин) ресори.

Перетворимо рівняння стану газу до виду:

$$p = p_0 \cdot \left(\frac{V_0}{V} \right)^n = \frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^n}. \quad (7.38)$$

Навантаження на ресори визначається як сума навантажень, що сприймаються оболонкою і тиском повітря всередині оболонки:

$$P = P_{об} + P_b = \mathcal{J}_{об} f + p_i S_e = \mathcal{J}_{об} f + (p + p_a) S_e, \quad (7.39)$$

де $P_{об}$ – навантаження, що сприймається оболонкою пневморесори;

P_b – тиск повітря всередині пневморесори.

Замінивши тут p у відповідності з виразом (6.38) отримаємо:

$$P = \mathcal{J}_{об} f + \left[\frac{p_0 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^n} + p_a \right] \cdot S_e. \quad (7.40)$$

Жорсткість пневморесори знаходять як похідну від навантаження по деформації:

$$\mathcal{J} = \frac{dP}{df} = \mathcal{J}_{об} + S_e \cdot \frac{d(p + p_a)}{df} + (p + p_a) \cdot \frac{dS_e}{df}, \quad (7.41)$$

$$\text{або} \quad \mathcal{J} = \mathcal{J}_{об} + \frac{n p_a S_e^2 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^{n+1}} + (p + p_a) \cdot \frac{dS_e}{df}. \quad (7.42)$$

Звичайно жорсткість $\mathcal{J}_{об}$ мала у порівнянні з другим членом цієї формули.

Крім того, площа S_e при деформації ресори змінюється мало. Так, що $\frac{dS_e}{df} \approx 0$.

Тому в першому приближенні можна прийняти:

$$\mathcal{J} = - \frac{n p_0 S_e^2 V_0^n}{(V_0 - S_e f)^{n+1}} = - \frac{n S_e^2 p_0}{\left(1 - \frac{S_e f}{V_0} \right)^{n+1}} \cdot V_0. \quad (7.43)$$

Вертикальною пружною характеристикою пневморесори можна підтвердити той тезис, що один і той же прогин f_1 (рис. 7.8) можна забезпечити при різних значеннях навантаження P (P_1, P_2) за рахунок тиску повітря у пневморесо-

рі p_1 і p_2 . Тиск же можна регулювати автоматично так званим регулятором рівня підлоги.

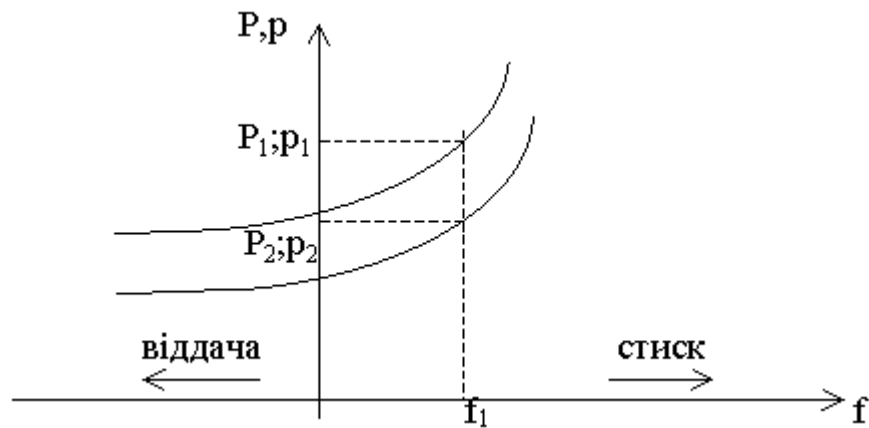


Рис. 7.8 – Вертикальна пружна характеристика пневматичної ресори

Основною деталлю пневморесори є гумово–кордна оболонка 1 (рис. 7.9), а внутрішню порожнину якої через штуцер 2 подається повітря з пневмосистеми РС. Оболонку прикріплюють до фланця 3 і поршня 4.

На поршні встановлюють гумові буфери–амортизатори 5, які виконують роль обмежувача ходу стискування і попереджують пошкодження гумовокордної оболонки при відмові системи споживання і других пошкодженнях. Для регулювання тиску пневмоелементів встановлюють регулятори 6 рівня підлоги. Розподільник 7 регулятора закріплюють кронштейном 8 на кузові, золотник 9 з'єднується тягою 10 з кузовом.

В позиції "а" (рис. 7.9): пневмоелемент 1 знаходиться в статичній рівновазі. Трубопровід 2 з'єднує пневмоелемент з розподільником, який перекриває золотник 9.

При збільшенні навантаження кузова (позиція "б") елемент 3 опускається на величину прогину f і тяга 10 повертає золотник 9. Стиснене повітря з пневматичної системи надходить трубопроводом через розподільник в пневмоелемент і заставляє його піднятися до попереднього рівня. При зменшенні навантаження кузова (елемент 3) підіймається і тяга повертає золотник в протилежний бік. Трубопровід 2 з'єднується розподільником через канал з атмосферою і

стиснене повітря випускається з елемента 1 доти, поки рівень кузова не знизиться до номінального (поз. "а").

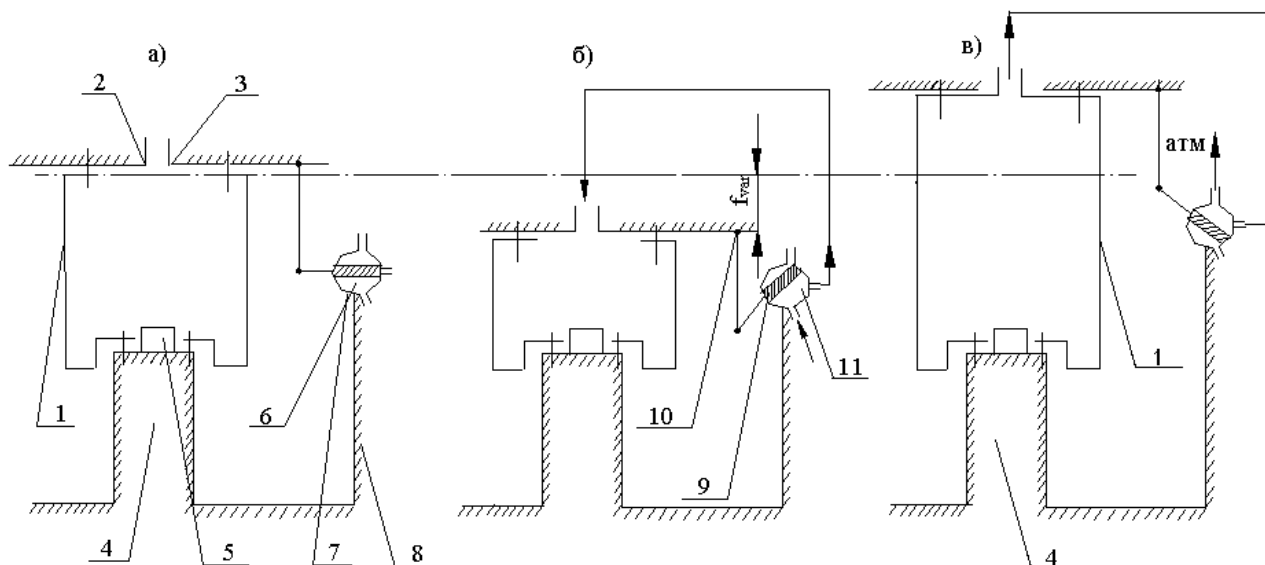


Рис. 7.9 – Схеми регулювання рівня підлоги РС: а) номінальний рівень; б) перевантаження; в) розвантаження

7.8. Гасителі коливань

Гасителі коливань (демпфери, амортизатори) – це пристрої, призначені для гасіння коливань кузова. Вони бувають сухого та рідинного тертя.

В демпферах сухого тертя гасіння енергії коливань відбувається за рахунок сил тертя між двома металокерамічними пластинами і супроводжується переходом енергії коливань в тепло. Позитивні якості – простота конструкції, негативні – нестабільні характеристики в процесі експлуатації. Приклад – листовая ресора.

В демпферах рідинного тертя (гідроамортизаторах) гасіння коливань РС відбувається за рахунок сил гідравлічного тертя рідини при перетіканні її через отвір малого діаметра d (дросельний отвір) (рис. 7.10).

Сила опору гідроамортизатора:

$$P_r = c\Delta, \quad (7.44)$$

де c – коефіцієнт пропорційності (параметр гасителя), котрий через параметри РС дорівнює:

$$c = 2D \cdot \sqrt{J \cdot m} = (0,3 \div 0,6) \sqrt{J \cdot m}, \quad (7.45)$$

D – безрозмірний параметр демпфірування;

m – маса кузова з пасажирями, що діє на один демпфер;

J – жорсткість РП.

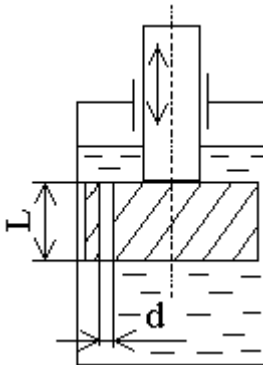


Рис. 7.10 – Схема гідроамортизатора телескопічного типу

Через параметри гідроамортизатора:

$$c = 1280 \cdot \frac{\gamma L F^2}{\pi d^4 i}, \quad (7.46)$$

де γ – динамічна в'язкість, (ПА/с);

d – діаметр дросельних отворів (рис. 7.10);

F – площа поршня, (m^2);

L – довжина дросельного отвору;

i – кількість дросельних отворів;

Робота демпфірування:

$$A = \pi \omega c \Delta^2, \quad (7.47)$$

де Δ – швидкість відносної деформації елемента гасителя;

ω – кругова частота роботи демпфера.

Вертикальна пружна характеристика дії демпфера в різних комбінаціях його установки надана на рис. 7.11. Характеристика IV показує схожість з характеристикою листової ресори (рис. 7.5) при статичному навантаженні рухомого складу $P_{ст}$ та статичному прогину $f_{ст}$ за наявності петлі втрат, тільки в цьому випадку на гідравлічне тертя рідини зі стінками дросельного отвору.

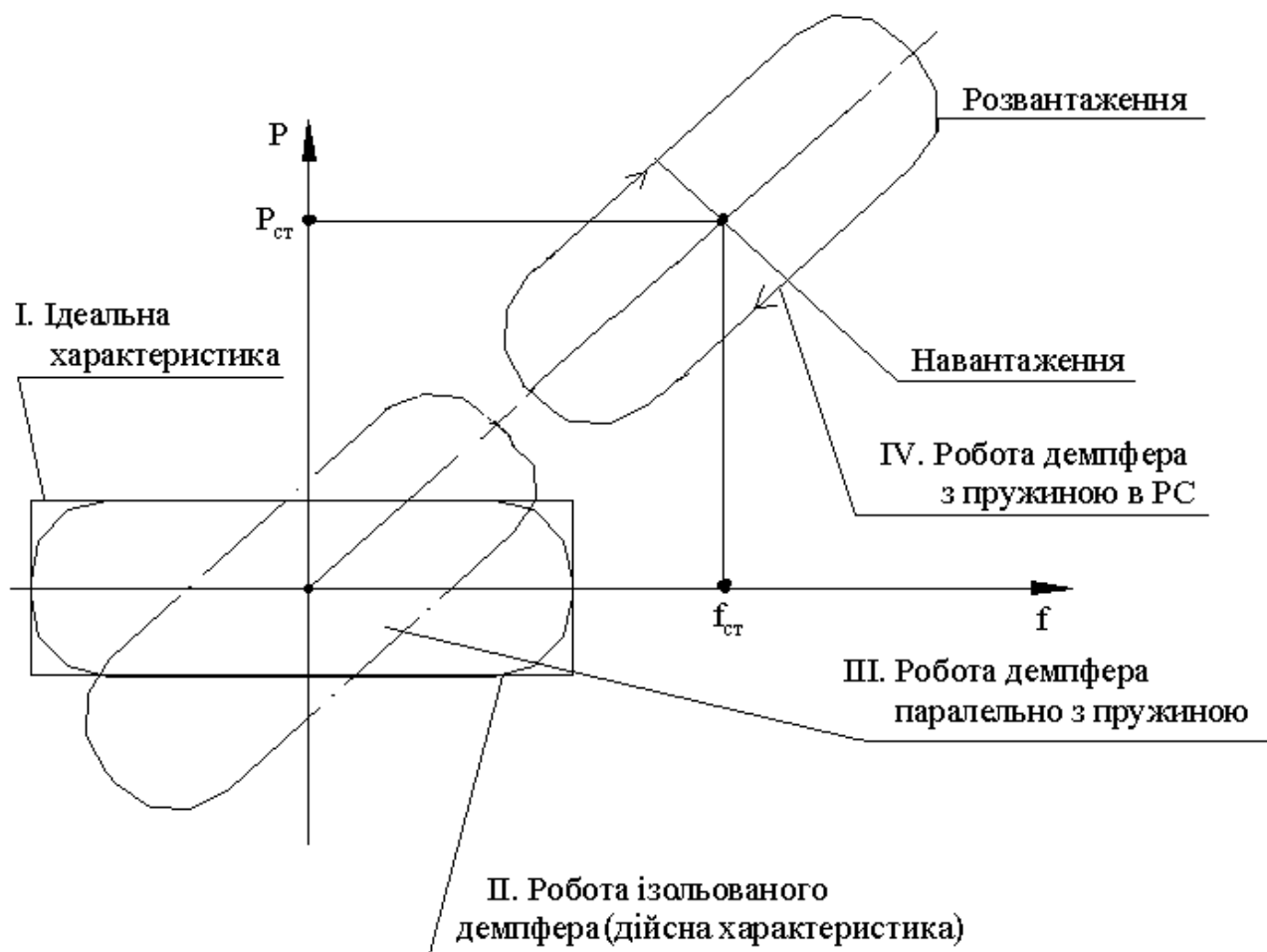


Рис. 7.11 – Вертикальна пружна характеристика роботи гідроамортизатора

8. РУЛЬОВЕ КЕРУВАННЯ

Рульове керування – сукупність пристроїв, призначених для зміни напрямку руху безколійного РС.

8.1. Основні вимоги до рульового керування:

- мінімальне зусилля водія на рульовому колесі;
- мінімальний люфт (свобода ходу) рульового колеса, необхідний для стійкого руху екіпажу на прямих ділянках шляху з високою швидкістю;
- мінімальний вплив на стабілізацію керованих коліс;
- мінімальна передача на рульове колесо ударів від коліс при русі по нерівностям;
- правильна кінематика повороту без проковзування коліс;
- загальні вимоги надійності, працездатності, ремонтпридатності, мініма-

льна вага.

8.2. Класифікація рульового керування

Системи рульового керування сучасними тролейбусами можна класифікувати у відповідності з конструктивними особливостями окремих елементів (рис. 8.1).

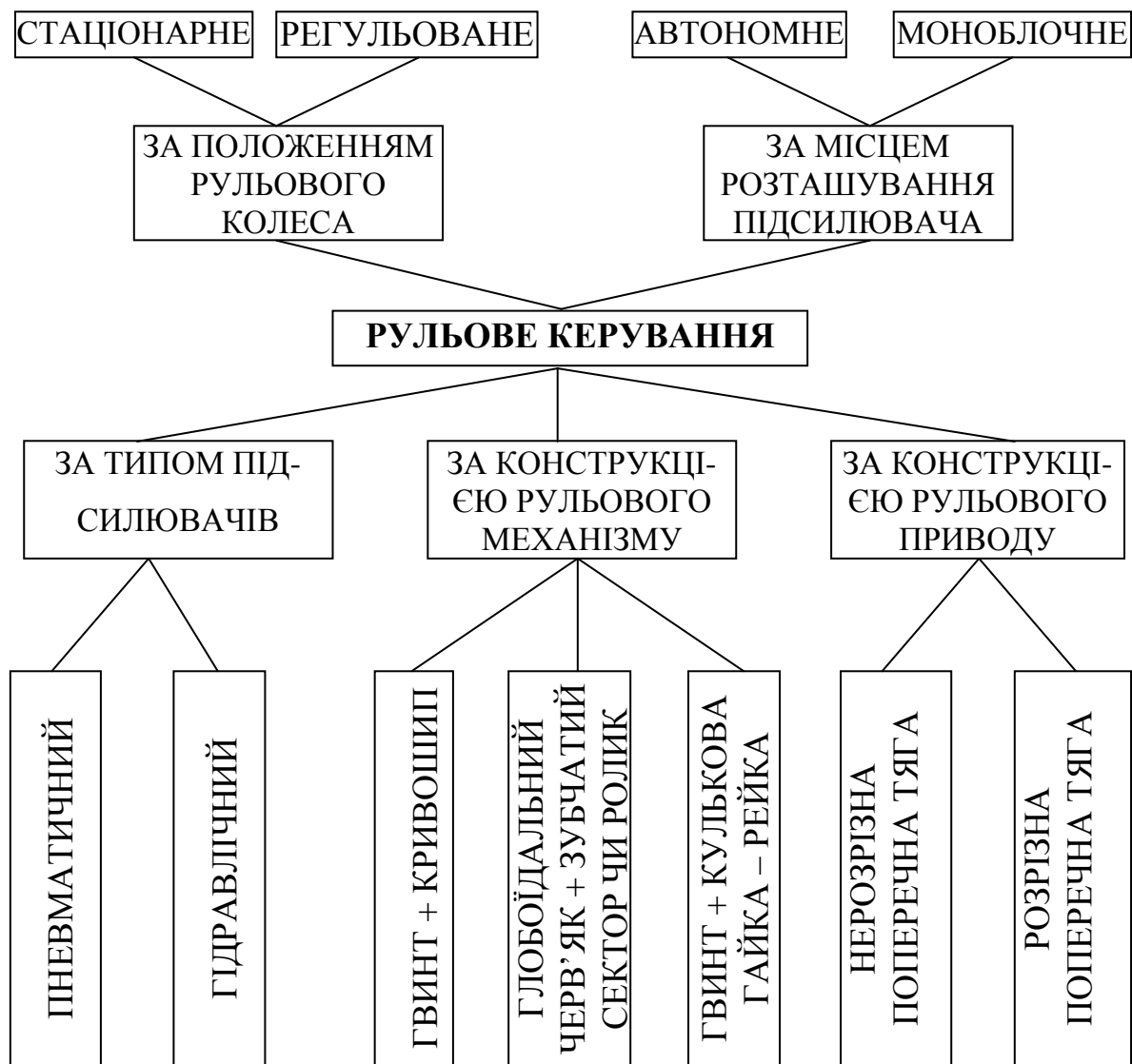


Рис. 8.1 – Схема класифікації систем рульового керування

8.3. Конструкція і принцип дії рульового керування

Система рульового керування складається: з рульового механізму 1 (рис. 8.2), яким керує кермо водія 2 через рульовий вал 3, та рульового приводу. Останній складається: з сошки 4 (важеля рульового механізму), поздовжньої

рульової тяги 7, двох шворнів 8 (осей повороту коліс), двох важелів 9, жорстко з'єднаних з цапфами 10 (осями обертання) коліс. У залежній підвісці передніх коліс останні позиції закріплені на балці моста 11, яка з важелями цапф і поперечною тягою складає рульову трапецію.

Для полегшення керування, як правило, в розриві поздовжньої тяги розташований підсилювач 12 (сервопривід рульового керування).

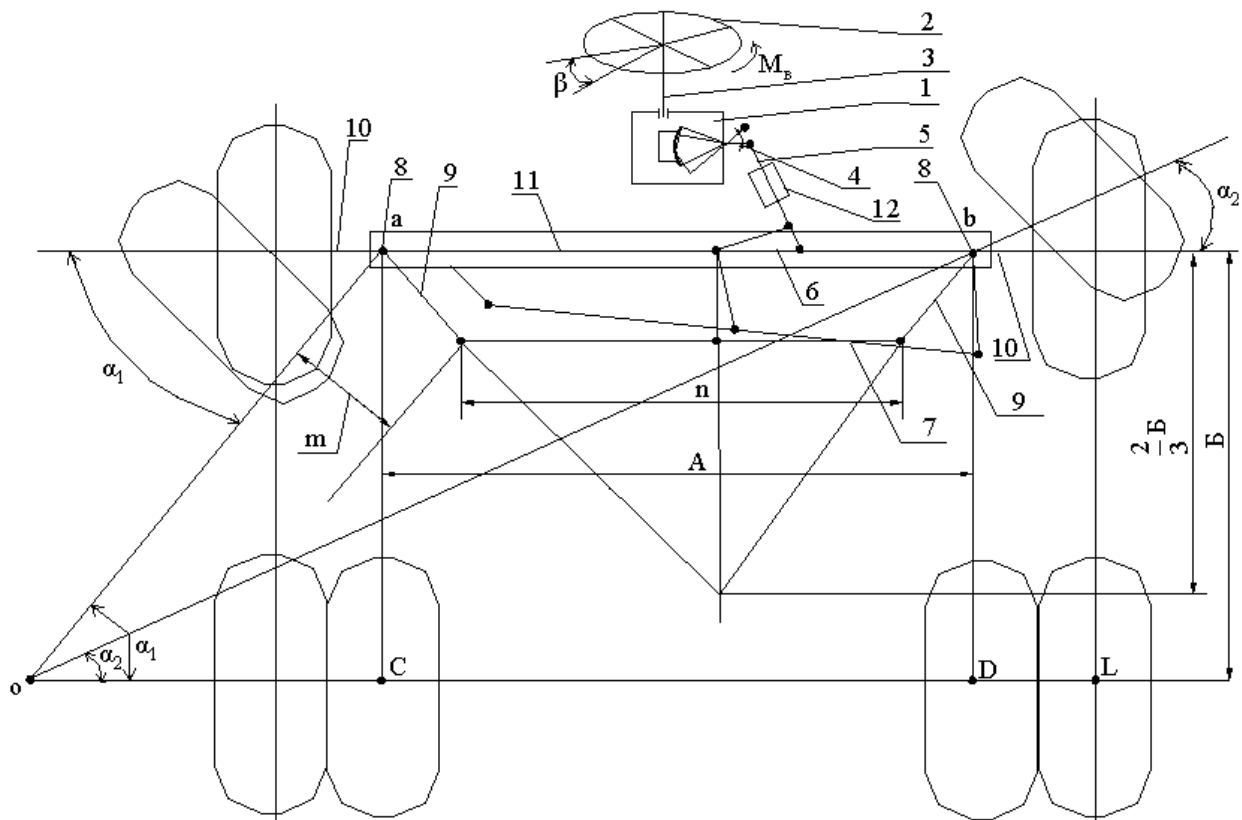


Рис. 8.2 – Конструктивно-кінематична схема системи рульового керування тролейбусом з розрізною поперечною тягою

Положення рульового приводу і коліс в повороті показано пунктиром.

8.4. Кінематика приводу керованих коліс двовісного тролейбуса

Для того, щоб не допустити бокове проковзування передніх коліс по дорожньому покриттю, необхідно, щоб цапфи лівого та правого коліс в момент повороту описували дугу навколо одного миттєвого центру, але різного радіуса і повертались в одиницю часу на різні кути α_1 та α_2 . Ця умова забезпечена конс-

трукцією (розмірами) рульової трапеції, яка складається з балки переднього моста, правого і лівого важелів і поперечної рульової тяги.

Кут φ повинен мати певне значення для різного співвідношення величин А,Б,п,п. Величину кута φ підбирають таким чином, що точка перетину обох напрямків важелів була на відстані $\frac{2}{3}Б$ від переднього моста. При цьому із розгляду трикутника оас і оvd:

$$\operatorname{ctg}\alpha_2 = \operatorname{ctg}\alpha_1 + A/B \quad (8.1)$$

п – довжина поперечної тяги;

А – відстань між шворнями (осями повороту коліс);

Б – база тролейбуса.

Дану умову повинна забезпечувати кінематика рульової трапеції.

Теоретичні дослідження показують, що його можна забезпечити тільки 18–ланковим шарнірним механізмом трапеції. Практично застосовується менш складний 4–ланковий механізм. При існуючому радіусі повороту проковзування практично не відчутне.

8.5 Основні характеристики рульового керування

Рульове керування оцінюють:

- а) легкістю та зручністю керування;
- б) передавальним числом;
- в) величиною кута повороту коліс;
- г) за впливом на стабільність керованих коліс (керованість);

Легкість керування характеризується моментом M_B на рульовому колесі при повороті машини і його кутом повороту β .

В рульовому керуванні розрізняють наступні передавальні числа:

Кутове передавальне число рульового механізму

$$i_{\omega_m} = \frac{d\beta}{d\Omega} = \frac{\omega_\beta}{\omega_\Omega}, \quad (8.2)$$

де ω_β – кутова швидкість рульового колеса;

ω_Ω – кутова швидкість вала сошки.

Передавальне число рульового приводу i_{ω_n} . Воно визначається довжиною і взаємним розташуванням важелів і тяг приводу, які в процесі повертання змінюються за довжиною і приводять до зміни передавального числа. В існуючих конструкціях кутове передавальне число рульового керування

$$i_{\omega_n} = \frac{d\Omega}{d\alpha} = 0,85 \div 1,1 \quad (8.3)$$

Кутове передавальне число рульового керування

$$i_{\omega} = i_{\omega_m} \cdot i_{\omega_n} = \frac{d\beta}{d\alpha}, \quad (8.4)$$

$d\alpha$ – кут повороту керованих коліс.

Звичайно максимальний кут повороту керованих коліс не перевищує $30-37^\circ$, а рульового колеса $1,5 \div 2,5$ оберти в кожен бік. При цьому $\beta = 540 \div 900^\circ$, $i_{\omega} = 12,4 \div 24$

Силове передавальне число

$$i_c = \frac{M_o}{M_B} = \frac{\sum M_{o_i}}{M_B}, \quad (8.5)$$

де M_{o_i} – момент опору повороту i -го керованого колеса;

M_B – момент на валу рульового колеса.

$$i_c = \eta_{py} \cdot i_{\omega}, \quad (8.6)$$

η_{py} – ККД системи рульового керування.

8.6. Підсилювачі рульового керування

Підсилювачі призначені для полегшення керування тролейбусом.

Вимоги до підсилювачів:

- зусилля включення підсилювачів $P_B = 25 \div 50$ Н;
- зріст зусиль на рульове колесо із збільшенням опору повороту ("відчуття дороги" у водія). Максимальне зусилля на рульовому колесі не повинне перевищувати $P_{B_{\max}} = 100 \div 150$ Н;
- мінімальне запізнення в спрацюванні і при вмиканні в дію. Слідкуюча

дія, що забезпечує пропорційність зусиль і кутів повороту між рульовим колесом і керованими колесами;

- відсутність випадкових самовключень від випадкових поштовхів з боку шляху;

- можливість збереження напрямку руху РС при несправному підсилювачі і перехід на ручне керування.

Характеристика підсилювачів (рис. 8.3)

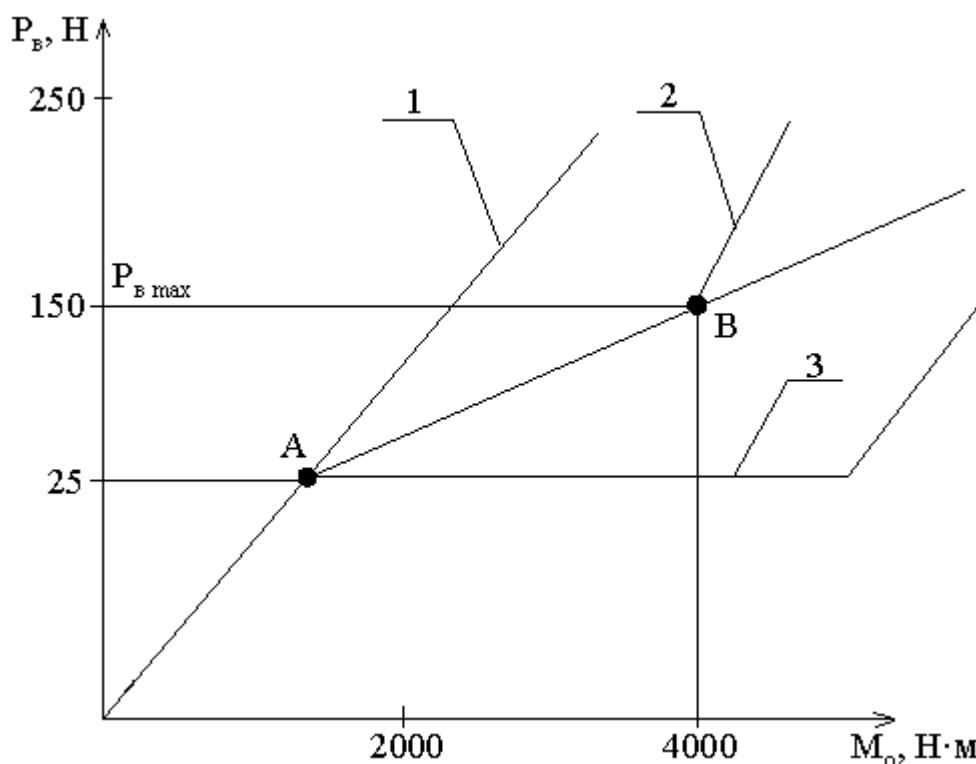


Рис. 8.3 – Залежності зусилля водія P_v від моменту опору M_o для різних підсилювачів: 1 – Залежність зусилля водія у функції моменту опору $P_v = f(M_o)$ – без підсилювача; 2 – 3 підсилювачем (оптимально підібрані параметри); 3 – 3 підсилювачем надмірної потужності.

Підсилювачі потрібно підбирати так, щоб у т. А було включення і в т. В його вимкнення. При цьому зусилля водія передавалось на рульову колонку і його величина забезпечувала необхідну легкість керування і створення у водія відчуття дороги. При надмірній потужності підсилювача (залежність 3) водій не

може керувати зусиллям в залежності від кута повороту керованих коліс, що перешкоджає керуванню і знижує безпеку руху. При недостатній потужності характеристика буде проходити вище характеристики 2. В цьому випадку водій повинен прикладати до рульового колеса надмірне зусилля для повороту, що збільшує втому водія, погіршує керування тролейбусом.

На тролейбусах старих марок (ЗіУ-5, 9ТР та ін.) застосовувались підсилювачі руля, робочим тілом яких було стиснене повітря, що бралось з гальмової системи. Основним недоліком пневмопідсилювача є невисока швидкодія, оскільки повітря при стиску змінює свій об'єм, а рідина – ні.

Гідропідсилювачі не мають такого недоліку, вони більш компактні, оскільки питомий тиск, що створюється гідросистемою дорівнює $4\div 7 \text{ Н/мм}^2$ (40–70 бар), що більше, ніж у пневматичних системах у 10 разів, де цей тиск не перевищує $0,6 \text{ Н/мм}^2$.

Основні вузли гідропідсилювачів (рис. 8.4) і принцип дії:

I. Блок живлення, що складається з електродвигуна 1, насоса 2, фільтра 3

II. Золотниковий розподільник зі слідкуючим механізмом 4, який регулює подачу робочого тіла до виконавчого механізму пропорційно зусиллю, прикладеному до рульового колеса.

Робочим тілом може бути повітря (пневмопідсилювач) і рідина (гідропідсилювач).

III. Виконуючий механізм – робочий циліндр 5 з силовим поршнем 6 і штоком 7, який створює допоміжні зусилля, прикладені при повороті до керованих коліс.

На зупинці тролейбуса або при русі прямо циркуляція масла замикається по колу – насос, фільтр, золотник, насос. При повороті золотник відкриває доступ масла під тиском в одну з порожнин справа (труба 8) або зліва (труба 9) поршня (в залежності від напрямку повороту). Зусилля передається на шток 7, що розташований на упорі 10 в рамі кузова і створює додаткове зусилля в переміщенні поздовжньої тяги. Відповідно з порожнин, що знаходяться без тиску масло через золотниковий механізм трубами 11,12 повертається до насоса.

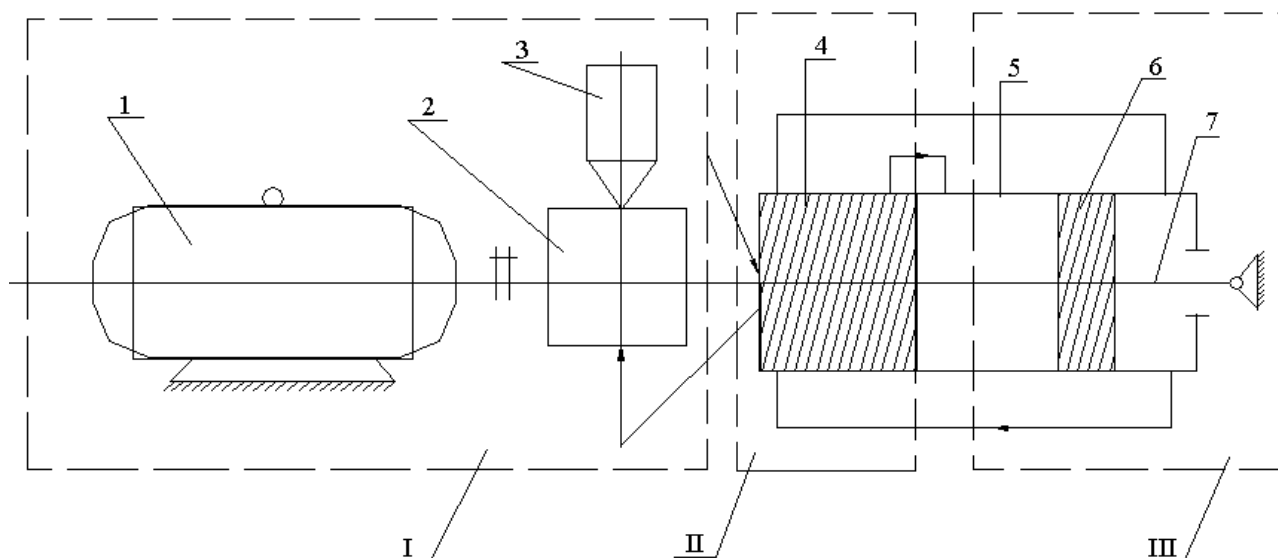


Рис. 8.4 – Схема дії підсилювача

8.7. Розрахунок основних елементів рульового керування на міцність

Приймаємо за розрахункову (як максимальну) гальмову силу B_k (рис. 8.5)

$$B_k = G_k \cdot \Psi, \quad (8.7)$$

де G_k – вертикальне навантаження на колесо з урахуванням основного навантаження (вагового) та додаткового, тобто при русі в кривій, при динамічній дії навантаження, від сил інерції та від зусиль на схилі;

Ψ – коефіцієнт зчеплення. Для фрикційної пари "гума – дорога" колеса з дорогою $\Psi = 0,4 \div 0,8$.

Гальмова сила B_k створює відносно осі повороту цапфи 1, якою є шворінь 2, момент $M_{\text{ц}} = B_k \cdot l_{\text{ц}}$.

Розрахункова довжина цапфи $l_{\text{ц}}$ повинна братися з урахуванням кутів розвалу коліс.

Коли на обидва передніх колеса діють однакові гальмові сили B_k , на важелі 3 повертаючих цапф 1 діють однакові моменти $M_{\text{ц}}$ і напруження діють тільки в деталях рульової трапеції.

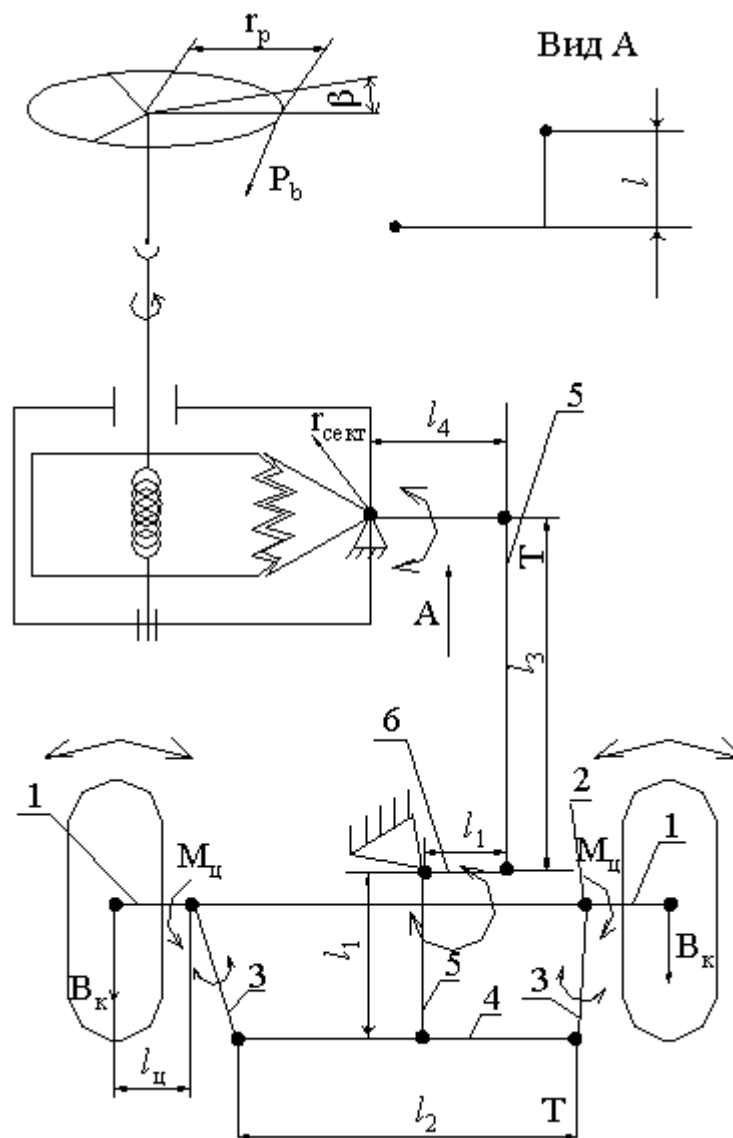


Рис. 8.5 – Схема до розрахунку рульового керування на міцність

При повороті коліс умова рівності моментів $M_{ц}$ порушується і поперечна тяга 4 навантажується силою T . Вона буде максимальною, коли гальмує тільки одне колесо. Тоді

$$T = \frac{M_{ц}}{l_1} = \frac{B_{к} \cdot l_{ц}}{l_1}. \quad (8.8)$$

1) Розрахунок поперечної рульової тяги

Поперечна рульова тяга діє на два види деформації – розтяг і поздовжній згин.

Напруження розтягу: $\sigma = \frac{T}{F}$,

де F – площа перерізу тяги (як правило труби).

Напруження на поздовжній згин (стійкість) розраховується за формулою Ейлера:

$$\sigma_c = \frac{T_c}{F} = \frac{\pi^2 EJ}{l_2^2 F}, \quad (8.9)$$

де T_c – критичне поздовжнє зусилля на стійкість;

E – модуль пружності матеріалу тяги $E = 2,1 \cdot 10^5$ Н/мм²;

J – момент інерції перерізу тяги діаметра D , $J = \frac{\pi D^4}{64}$

2) Розрахунок важелів.

Важелі 3,5,6 діють на згин, напруження при якому розраховуються за формулою:

$$\sigma_{zg} = \frac{M_{\text{ц}}}{W_3} \cdot \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right], \quad (8.10)$$

де $M_{\text{ц}}$ – момент згину;

W_3 – момент опору згину (залежить від конструкції важелів)

3) Розрахунок поздовжньої тяги ведуть як і поперечної – з урахуванням її довжини l_3 .

4) Розрахунок сошки (важеля рульового механізму).

Рульова сошка діє на деформацію згину та кручення. Напруження згину сошки в небезпечному перерізі на відстані l_4 від точки прикладення сили T :

$$\sigma_{zc} = \frac{T l_4}{W_3} \cdot \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right]. \quad (8.11)$$

Напруження кручення від ексцентриситету "е" прикладення сили T :

$$\tau_c = \frac{T \cdot e}{W_k} \cdot \left[\frac{\text{Н}}{\text{мм}^2} \right]. \quad (8.12)$$

Еквівалентне напруження:

$$\sigma_e = \sqrt{\sigma_{zc}^2 + 3\tau_c^2}, \quad (8.13)$$

де W_3 і W_k – моменти опору на згин і кручення небезпечного перерізу сошки (як правило, еліптичного перерізу).

5) Розрахунок рульового валу

Напруження кручення:
$$\tau_B = \frac{M_B^1}{W_K} \cdot \left[\frac{H}{\text{мм}^2} \right], \quad (8.14)$$

де M_B^1 – момент на валу руля від дії коліс

$$M_B^1 = \frac{T d_{p.v.} \cdot \varphi_{p.m.}}{i_{\omega_M}}, \quad (8.15)$$

де W_K – момент опору валу на кручення;

$d_{p.v.}$ – діаметр рульового валу;

$\varphi_{p.m.}$ – ККД рульового механізму;

i_{ω_M} – передавальне число рульового механізму.

З другого боку момент, що діє від водія $M_B = P_B \cdot r_p$; при силі водія

$$P_B \leq 400 \text{ Н.}$$

Тоді можна розрахувати коефіцієнт підсилення підсилювача $K = \frac{M_B^1}{M_B}$.

Розрахункові механічні напруження не повинні перевищувати максимально допустимі значення для матеріалу деталей (як правило $[\sigma] \approx 160 \text{ МПа}$).

8.8. Керованість

Керованість – це здатність РС стійко зберігати прямолінійний рух чи швидко та з невеликим зусиллям змінювати напрямок руху.

Для забезпечення керованості використовують 4 основних фактори:

1 – сили тертя в рульовому механізмі;

2 – вагова стабілізація керованих коліс;

3 – стабілізаційний фактор бокової реакції опорної поверхні шляху на дію бокових сил;

4 – стабілізаційний фактор за розрахунок спеціальної установки керованих коліс.

1) Сили тертя в рульовому механізмі

Рульовий механізм виконують на межі зворотності, тобто здатним легко

передавати зусилля керування від рульового колеса до керованих коліс, але не передавати зворотних зусиль від цих коліс до рульового керування та перешкоджати повороту коліс під дією на них випадкових сил з боку нерівностей шляху.

З цією метою нарізку на гвинті рульового механізму виконують з малим кутом підйому ниток: $\alpha = 8-10^\circ$, отже забезпечується великим передавальним числом рульового механізму (10–15).

2) Вагова стабілізація керованих коліс

Шворінь цапфи керованого колеса має нахил у поперечній площині на кут β – кут поперечного нахилу шворня (рис. 8.6).

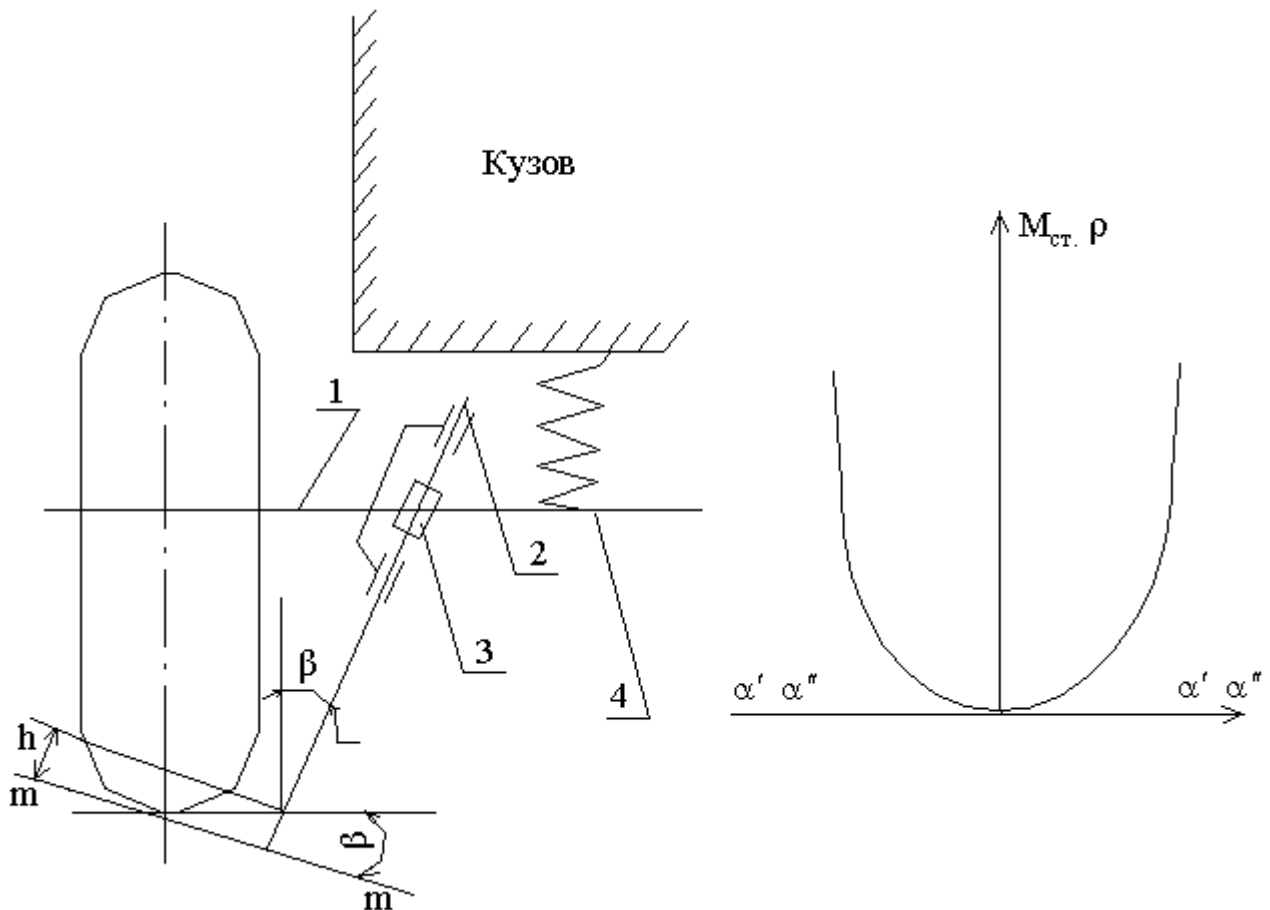


Рис. 8.6 – Схема і характеристика вагової стабілізації керованих коліс

Колесо с цапфою при виводі з положення руху "прямо" повертається навколо шворня в шарнірі балки. Воно повинне було б опускатись в площині m –

т, перпендикулярній осі шворню, під рівень площини шляху на відстань h . При цьому з'являється стабілізуючий момент $M_{ст}$, що прагне повернути колесо в нейтральне положення, при якому центр ваги машини займає нижнє найбільш стійке положення. Момент $M_{ст}$ зростає зі збільшенням кутів α, α'' повороту керованих коліс.

3) стабілізаційний фактор бокової реакції опорної поверхні шляху на дію бокових сил.

Для використання фактора бокової реакції шляху на бокову силу керованих коліс створюють кут γ нахилу шворню у поздовжній площині – кут поздовжнього нахилу шворню (рис. 8.7).

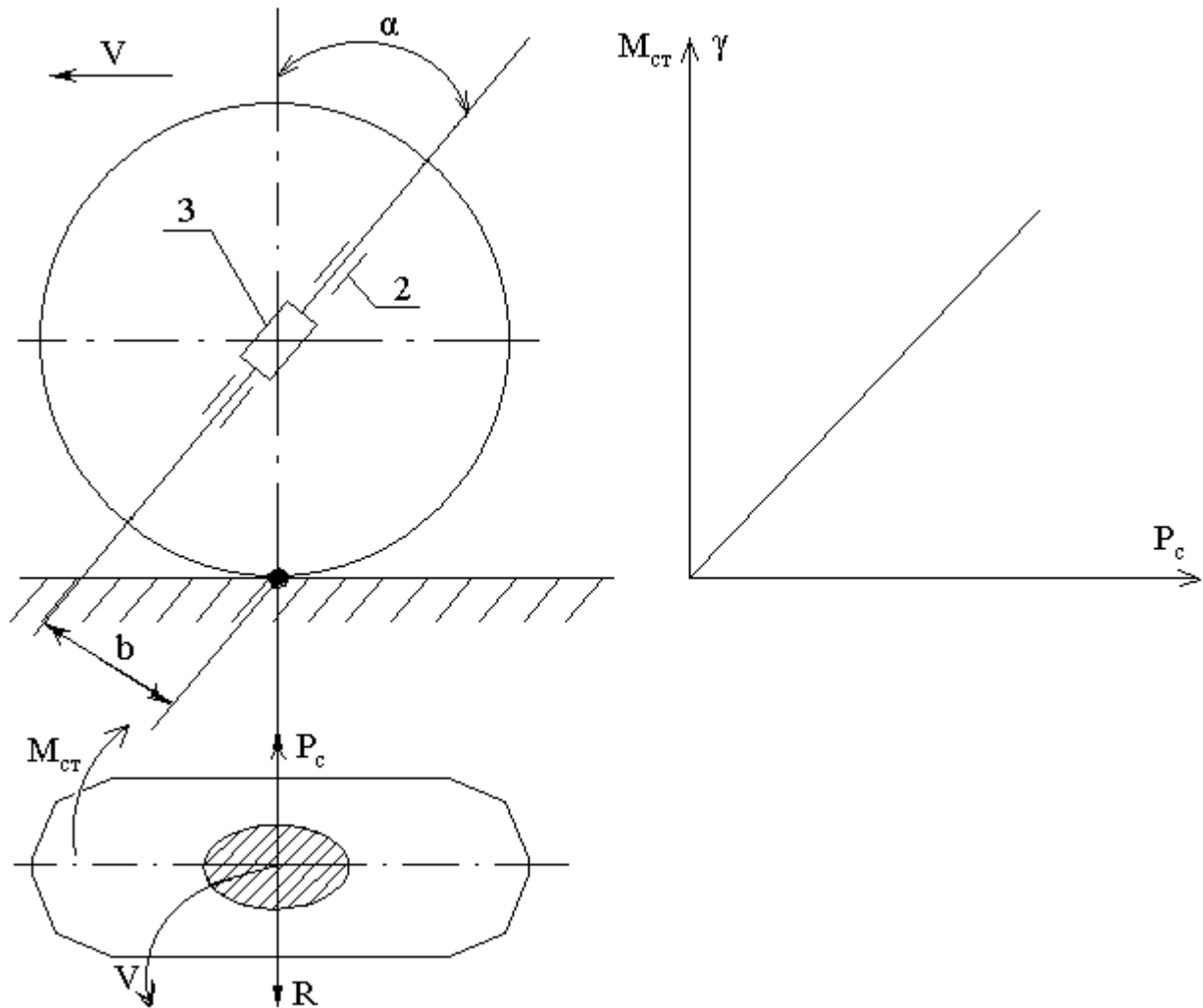


Рис. 8.7 – Схема і характеристика бокової стабілізації керованих коліс

При відхиленні керуючого колеса в напрямі стрілки V з'являється відцентрова сила P_c , яка діє на машину і викликає бокову опорну реакцію R керованих коліс. При наявності кута γ бокова реакція R створює відносно осі шворня на плечі "в" стабілізуючий момент $M_{c\gamma} = R \cdot v$, який прагне повернути колесо в нейтральне положення. Цей момент пропорційний силі P_c .

4) Стабілізаційний фактор за розрахунок спеціальної установки керованих коліс

Стабілізаційний фактор за розрахунок спеціальної установки керованих коліс, тобто установки коліс під кутами розвалу α та сходження ϕ (рис. 8.8).

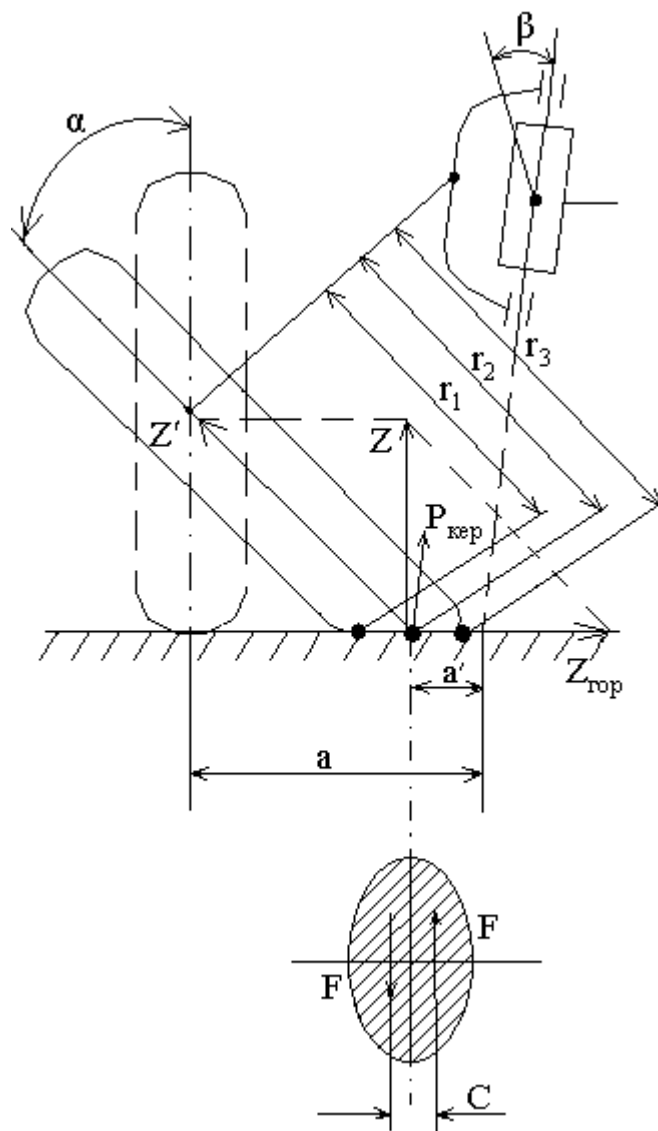


Рис. 8.8 – Схема сил при розвалі коліс

Кут розвалу α – це кут нахилу колеса у поперечній площині. Кут α підвищує легкість керування та зменшує навантаження деталей рульового приводу, скільки завдяки йому скорочується з "а" до "а'" плече сили $P_{упр}$, та відповідного моменту керування $M_{упр} = P_{упр} \cdot a'$ керованих коліс.

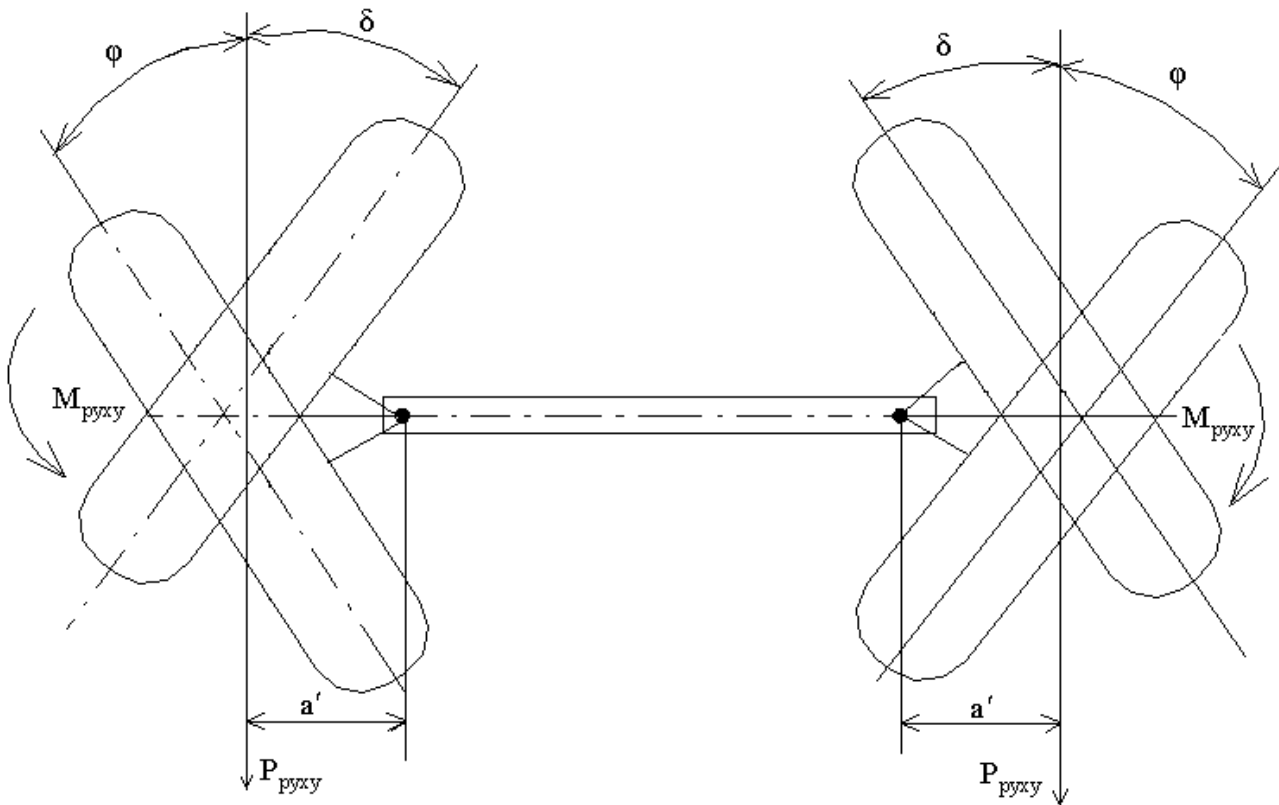


Рис. 8.9 – Схема силових факторів під час сходження керованих коліс

Однак завдяки розвалу коліс виникає нерівномірність у розподіленні питомих тисків у зоні контакту колеса з шляхом та з'являється циркуляція паразитних потужностей між його зрізами, які мають різні радіуси r_1 і r_2 . Якщо прийняти, що за радіусом R кочення відбувається без ковзання, то зрізи з радіусами r_1 і r_2 повинні проковзувати (по r_1 – юзувати, по r_2 – буксувати). В результаті сила тертя F та момент $M_F = F \cdot c$, який прагне повернути колесо навколо шворня. Через наявність люфтів момент M_F розводить колесо та створює кут розходження ϕ (рис. 8.9). До цього ж приводять сили опору руху $P_{руху}$, які створюють відносно осей шворнів моменти опору руху M_y . Керовані колеса, що, працюючи під кутом ϕ розходження, мають підвищене проковзування і знос гуми. Це створює

додатковий опір руху. Для ліквідації такого явища задають кут сходження керованих коліс δ – це кут установки коліс в горизонтальній площині – кут сходження.

Напружене становище у контакті коліс зі шляхом, та опір коченню керованих коліс залежить від співвідношення кутів α і δ . Оптимальний кут δ складає 15÷20% від кута α . Його дію збільшують, ураховуючи зазори, та пружність елементів рульового приводу.

8.9. Стійкість

Критична швидкість руху тролейбуса з перекидання при русі в кривій $R = 50$ м складає 75 км/год, тобто вище реалізованих швидкостей. Значить небезпечніше занос осей тролейбуса при русі на повороті чи на прямій з поганим зчепленням (ожеледь, бруд). Частіше зустрічається занос ведучих осей, тому що при реалізації сили тяги вони можуть сприймати значно меншу бічну силу і починають ковзати раніше керованих осей. Іноді можливий занос і керованих осей, але він, як буде показано, менш небезпечний.

На ведучий міст підчас руху тролейбуса на повороті діє вертикальне навантаження G і бічна сила P_c . Бічне ковзання ведучої осі починається, коли обидві результуючі реакції правого R'_2 і лівого R''_2 ведучих коліс досягають значень сил зчеплення $\phi_1 Z'_2$ і $\phi_1 Z''_2$. У цьому випадку бічні навантаження коліс:

$$(Y'_2)^2 = (\phi Z'_2)^2 - (P'_k)^2; \quad (8.16)$$

$$(Y''_2)^2 = (\phi Z''_2)^2 - (P''_k)^2; \quad (8.17)$$

де Y'_2, Y''_2 – бічні реакції, що діють відповідно на внутрішнє 1 і зовнішнє 2 ведучі колеса;

ϕ – коефіцієнт зчеплення колеса з дорогою підчас бічного ковзання, прийнятий, звичайно таким, що дорівнює коефіцієнту зчеплення в площині кочення ψ ;

P'_k, P''_k – сили тяги, реалізовані зовнішніми і внутрішніми колесами.

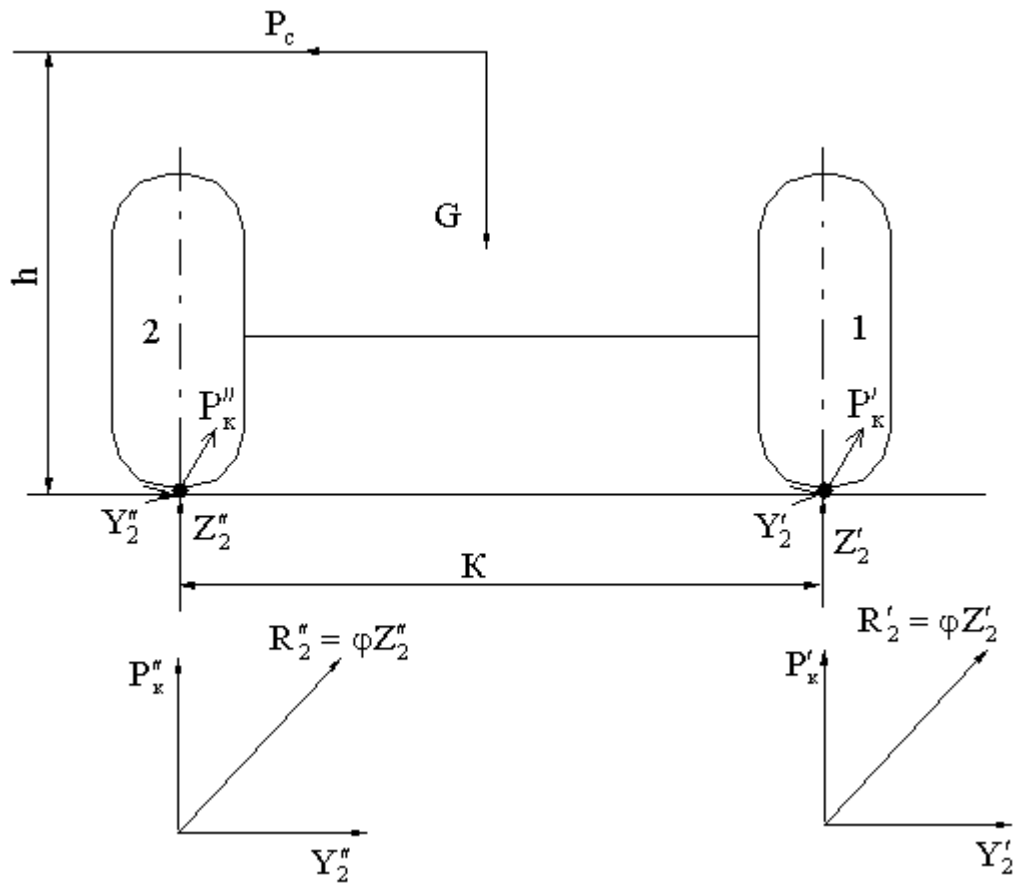


Рис. 8.10 – Схема і характеристики силових факторів підчас руху тролей-буса в кривій

З огляду на те, що тяговою передачею забезпечується рівність сил тяги, реалізованих ведучими колісьми, тобто $P_k'' = P_k'$ і віднімаючи (8.16) з (8.17) одержимо умову виникнення заносу осі.

Бічна сила дорівнює:

$$P_c = \frac{GV_{\max}^2}{gR} = \phi G \quad \text{або} \quad \frac{GV_{\max}^2}{R} = \phi g. \quad (8.16)$$

де V_{\max} – швидкість руху в момент початку заносу.

$$\eta_{\text{уст}} = \frac{P_c}{G} = \frac{K}{2h}, \quad (8.17)$$

де K – колія;

G – вага;

h – висота приложення сил P_c , G .

Порівнюючи коефіцієнт поперечної стійкості (8.17) з умовою (8.16) можна

визначити умови, при яких бічне ковзання починається раніше перекидання:

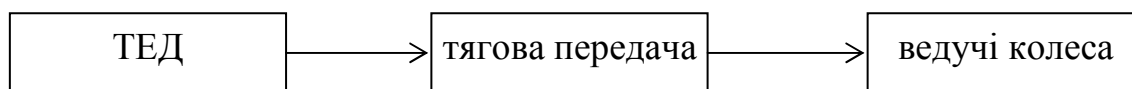
$$\varphi < \frac{K}{2h} \text{ або } \varphi < \eta_{\text{вуст}} \quad (8.18)$$

Бічне ковзання ведучої осі починається з прослизання (юз) її внутрішнього колеса чи одночасного блокування обох коліс. Бічне ковзання осей під час розгону починається з прослизання (буксування) внутрішнього чи одночасно обох коліс.

9. ТЯГОВІ ПРИВОДИ ТЗ (ТП)

9.1. Призначення ТП:

ТП – це комплекс обладнання, яке призначене для перетворення електроенергії в роботу з подолання опору руху. Структурна схема ТП така:



де ТЕД (тяговий електричний двигун) – потрібен для перетворення електричної енергії в механічну (електрична частина ТП).

Тягова передача і колеса відносяться до механічної частина ТП – це, як правило, складний механізм, який потребує значних витрат при виробництві, експлуатації та ремонті, а розвинуті в ньому динамічні явища відрізняються високою інтенсивністю і їх наслідки можуть призводити до зниження надійності РС та безпеки руху.

9.2. Умови роботи ТП:

1) деталі ТП підпадають під дію великих динамічних навантажень, які виникають між колесом і колією, значних коливань надресорної будови, буксування;

2) тривалий час знаходяться під дією снігу, пилу, вологості;

3) обмежені габарити і важкодоступні місця під підлогою кузова.

Ці умови виставляють вимоги до ТП як конструкційні так і експлуатаційні.

9.3. Вимоги до ТП:

- 1) забезпечення необхідної при русі РС свободи переміщень КП відносно рами візка чи кузова;
- 2) забезпечення оптимальної швидкості обертання якоря ТЕД і відповідно високого к.к.д. передач;
- 3) необхідність поглинати частку енергії коливань, які діють в ТП;
- 4) простота конструкції, мінімальна маса непідресорених частин, малі габарити, низька енергомісткість, трудомісткість при виготовленні та експлуатації, ремонтнопридатність, контролепридатність;
- 5) допускати таке розташування ТЕД, при якому вони легкодоступні для огляду і ремонту і захищені від снігу, пилу, вологи;
- 6) пружно зв'язувати якорі ТЕД з ТП;
- 7) забезпечення надійності.

9.4 Класифікація ТП

Класифікацію ТП можна проілюструвати наступною структурною схемою (рис. 9.1).

Зі схеми видно, що ТП класифікуються за декількома основними класифікаційними ознаками:

9.4.1. За кількістю колісних пар, що приводяться.

9.4.1.1. *Індивідуальні приводи* – це приводи, коли крутний момент передається на кожен КП від свого ТЕД.

Переваги – більш висока надійність, малі габарити щодо висоти, яка дозволяє використовувати колеса меншого діаметру, понизити рівень підлоги, проста тягова передача.

Недоліки – низький коефіцієнт використання зчепленої ваги найменш навантаженої (лімітуючої) осі (підвищена вірогідність буксування). Вартість і маса ТЕД у розрахунку на вісь вища, ніж при груповому приводі.

9.4.1.2. *Групові приводи* – це приводи, коли крутний момент від одного двигуна передається на дві і більше КП. В цьому приводі недоліки індивідуаль-

них приводів усунуті, значно покращені протибуксовочні характеристики, хоча це викликало необхідність ускладнення конструкції тягової передачі.

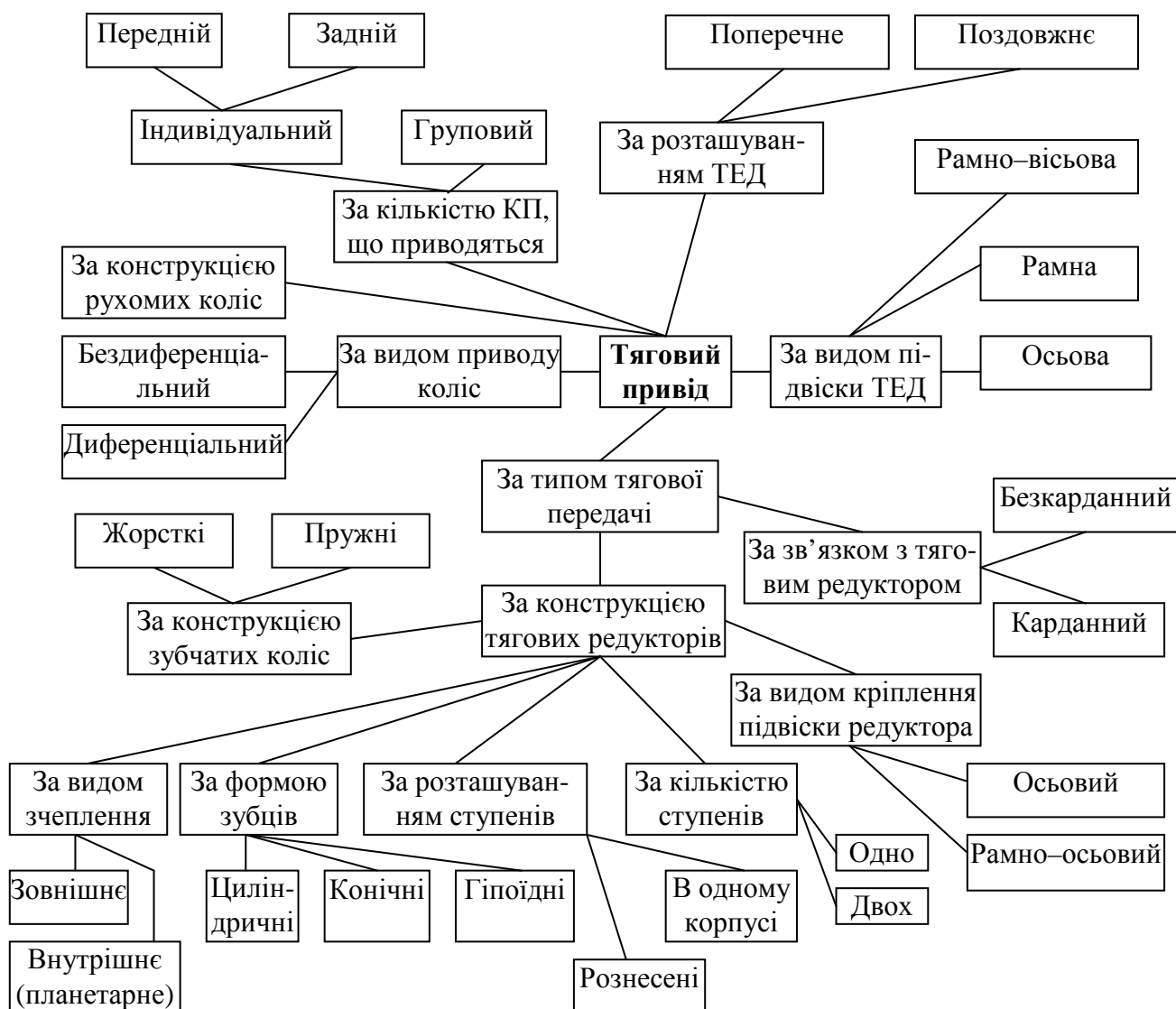


Рис. 9.1 – Структурна схема класифікації тягових приводів

9.4.2. За розташуванням ТЕС – дивись розділ “Конструкція візків”.

9.4.3. За видом підвіски ТЕС

9.4.3.1. Рамно-осьова (рис. 9.2) – це підвіска, коли ТЕС 1 опирається з одного боку моторноосьовими підшипниками на вісь КП 3, а з другого – пружною підвіскою 4 на поперечну балку рами візка 5.

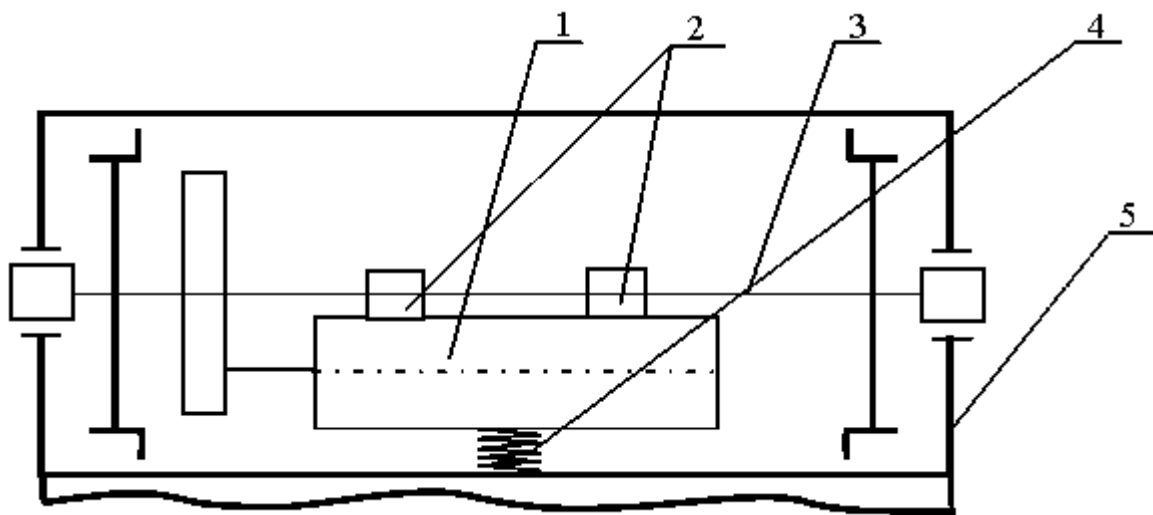


Рис. 9.2 – Рамно–осьова підвіска ТЕД

Така підвіска найбільш проста за конструкцією, але має велику невідраховану вагу (понад 50 % ваги двигуна), а тому – низькі динамічні показники.

9.4.3.2. *Рамна* – це підвіска (рис. 9.3), коли весь ТЕД 1 жорстко зв'язаний з рамою візка 2. Таким чином 100 % ваги двигуна відраховані і динамічні показники такої підвіски вище попередньої. Але в цьому випадку конструкція тягової передачі більш складна.

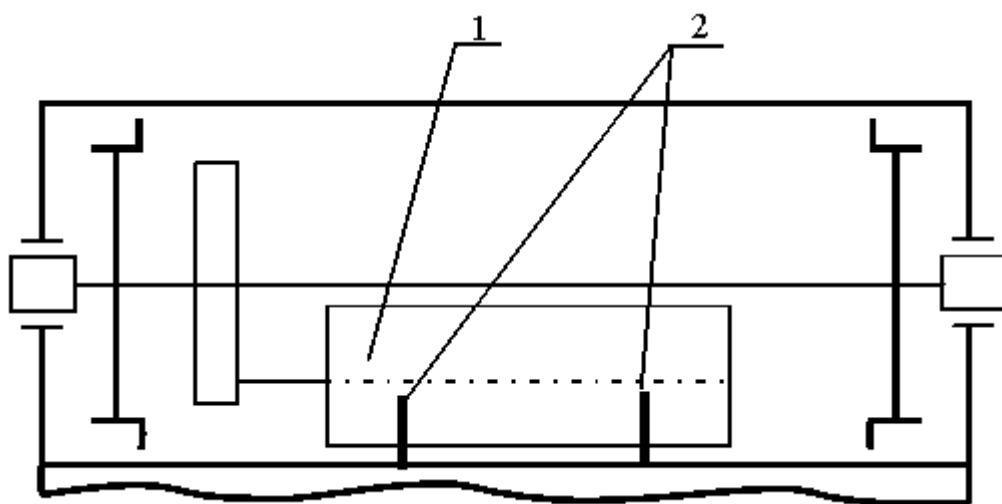


Рис. 9.3 – Рамна підвіска ТЕД

9.4.4. За конструкцією зв'язку з тяговим редуктором

9.4.4.1. Безкарданний зв'язок застосовують тоді, коли двигун розташований

9.4.4.2. Карданний зв'язок застосовують коли ТЕД розташований під кузовом тролейбуса чи на візку трамваю, а редуктори – на балці ведучого мосту. Взаємне розташування валів ТЕД та редукторів не залишається постійним, тому що між кузовом 1 тролейбуса чи рамою візка трамваю (рис. 9.4, а) і редуктором 2 знаходяться пружні елементи 3. Для врахування вертикальних переміщень між ТЕД 4 та редуктором установлюють карданний вал 5 – пристрій, який передає крутний момент між валами, розташованими співосно чи під кутом (γ) і змінюючими взаємне розташування в певних межах. Для компенсації кутових зміщень (γ) в карданному валі є два карданних шарніра 6, а для компенсації лінійних зміщень – шліцьові з'єднання 7.

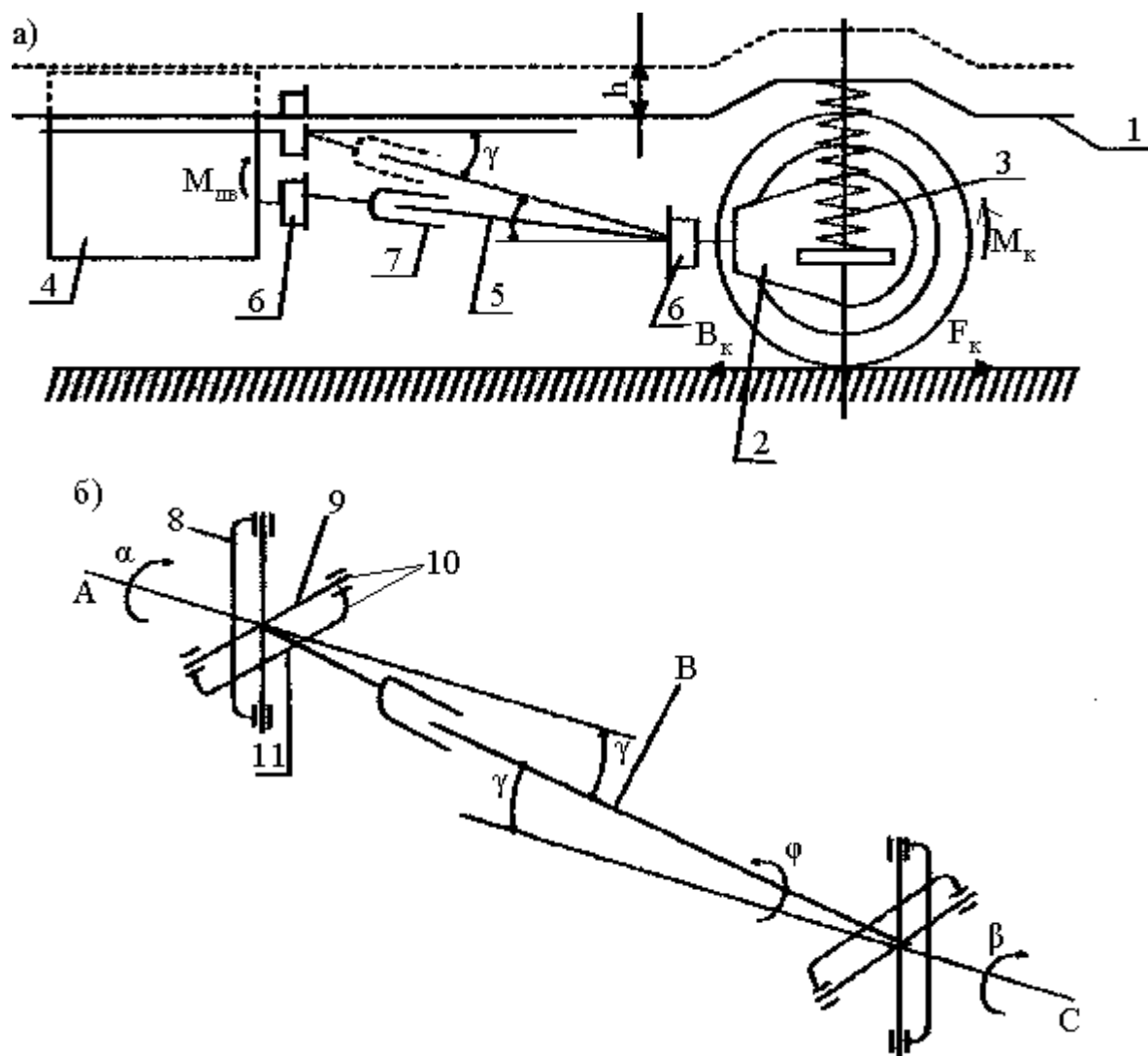


Рис. 9.4 – Схема роботи карданної передачі (а) і її кінематика (б)

Карданний шарнір 8 (рис. 9.4, б) – кардан, складений з хрестовини 9, яка через роликотпідшипники 10 з'єднана з вилкою 11 вала. До валів ТЕД та редуктора карданний вал закріплюють фланцевими муфтами. Крутний момент (M), який передається з двигуна на колеса, реалізують у вигляді дотичної сили тяги F_k чи сили гальмування V_k через зчеплення коліс з шляховим покриттям.

9.4.5. За конструкцією тягового редуктора

Міцність, габаритні розміри, маса, ступінь використання конструкційних матеріалів електродвигунів, пропорційні швидкості обертання якоря. Останню завжди приймають максимальною за умов механічної міцності та комутаційної стійкості ($n_{\max} = 4000$ об/хв.). Наприклад, тролейбусні двигуни типів ДК– 207ГЗ та ДК–210А3 мають $n = 3900$ об/хв. Оскільки швидкість колеса менша, ніж якоря електродвигуна, потрібен редуктор з передавальним числом $i > 1$. Так, у тягового редуктора вагона метро $i = 5,5$; КТМ–5М – $i = 6,15$, ЗіУ–9 – $i = 11,4$.

Тобто, призначення тягового редуктора – зниження швидкості обертання вала ТЕД з пропорційним збільшенням крутного моменту.

Якщо момент на валу двигуна $M_{\text{дв}}$, то на ведучих колесах:

$$M_k = M_{\text{дв}} \cdot i \cdot \eta_{\text{пер}}, \quad (9.1)$$

$$\text{а сила тяги } F = \frac{2M_k}{D_k} = \frac{2M_{\text{дв}} \cdot i \cdot \eta_{\text{пер}}}{D_k},$$

де η – ККД передачі,

D_k – діаметр колеса.

Остання повинна забезпечити розгін при руханні з прискоренням

$a_{\text{пуск}} = 1,0 \div 1,3$ м/сек², тоді

$$M_k = F_k \frac{D}{2} = \frac{P \psi D}{2}; \quad M_{\text{дв}} = \frac{M_k}{i \eta_{\text{пер}}} = \frac{P \psi D}{2 i \eta} \quad (9.2)$$

$$F_k = M (1 + \gamma) a_{\text{пуск}} + W, \quad (9.3)$$

де $W = n \cdot M$ – опір руху.

З урахуванням співвідношення пускової сили тяги до номінальної, та перевірки з нагріву, вибирають міцність ТЕД РС.

9.4.6. На міському транспорті застосовуються два види приводу коліс –

бездиференціальний та диференціальний. Більш простий за конструкцією *бездиференціальний* – це привід, в якому два колеса жорстко укріплені на осі колісної пари. Такий привід застосовують на рейковому транспорті.

На безрейковому транспорті застосовують диференціальний привід – коли вісь колісної пари розділена на дві півосі, а між ними встановлюють диференціал.

Диференціалом тягової передачі називають механізм, що забезпечує задане (звичайно – рівномірне) розподілення крутного моменту, який передається на ведучі колеса при їх коченні без буксування. Це необхідно при повороті і русі нерівностями шляху, коли колеса проходять різні відстані.

Принцип дії диференціального механізму можна розглянути на кінематичній схемі заднього моста тролейбуса ЗіУ–9 (рис. 9.5).

Ведуча шестерня 2 центрального редуктора з'єднана карданним валом з ТЕД і встановлена на підшипниках 3 в картері 4, закріпленому на балці 6 ведучого моста. Зубчате колесо 18, зв'язане болтами з диференціальною коробкою 17, встановлене на підшипники 16,20 в картері редуктора. Механізм диференціалу складається з хрестовини, на чотирьох шипах якої насаджені сателіти 5, і двох півосевих шестерень 19, зв'язаних шліцьовими втулками 21 з півосями 1. Шипи хрестовини закріплені в диференціальній коробці 17. Тому зубчате колесо 18 обертає водило разом з диференціальною коробкою весь диференціальний механізм. Сателіти 5 поділяють навантаження, що передається на них від коробки диференціала, порівну між півосевими шестернями правого і лівого ходових коліс 10, встановлених на маточинних підшипниках 9, визначивших рівняння крутним моментом та переданих на рухомі колеса.

Бортовий редуктор являє собою планетарний механізм. Піввісь передає від центрального редуктора крутний момент на сонячну шестерню 7, що знаходиться в зачепленні з сателітом 8 і коронною шестернею 13. Сателіти 8 передають крутний момент з сонячної шестерні через валики 11 на водило 12, зв'язане болтовим кріпленням 14 з маточиною 15 ведучого колеса.

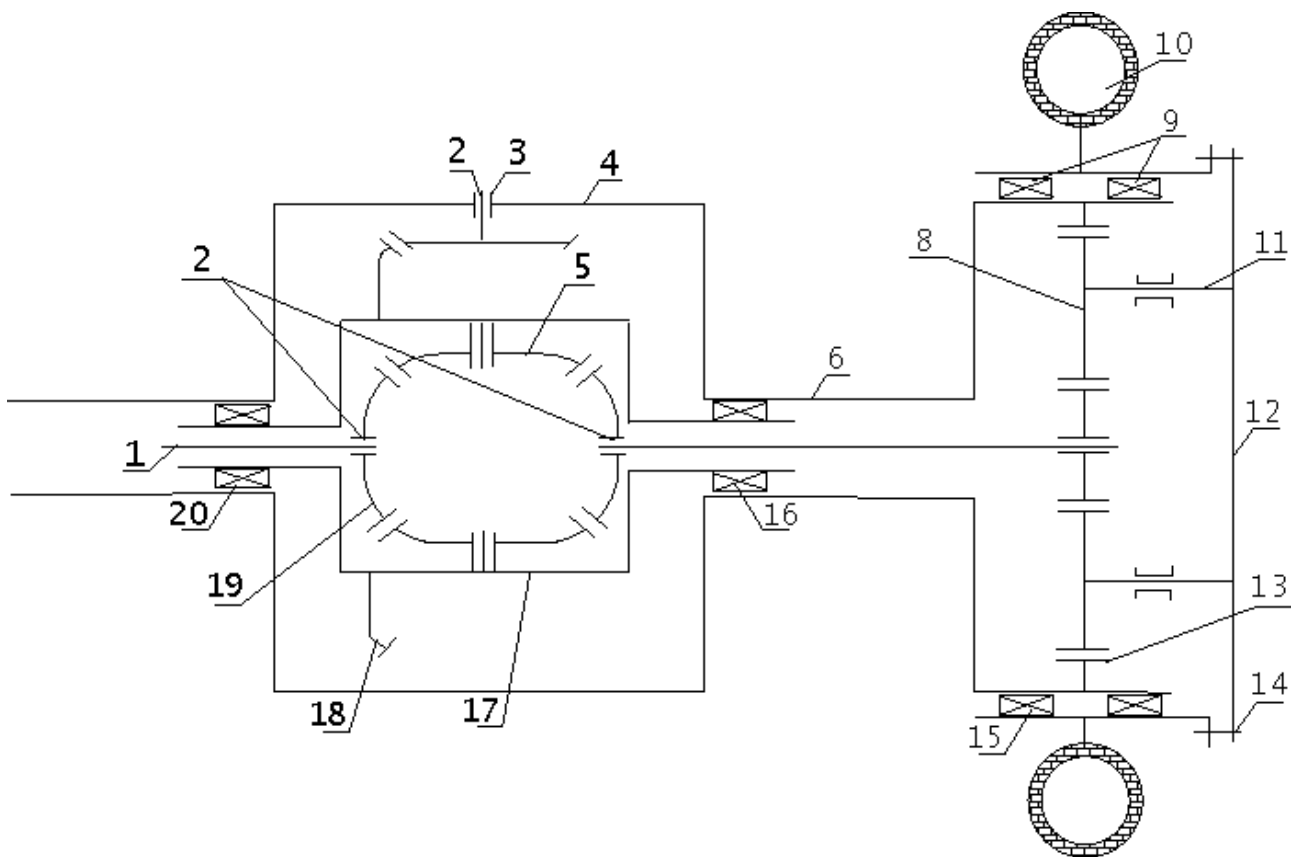


Рис. 9.5 – Кінематична схема тягової передачі ZiY-9

При повороті екіпажу вліво ліва піввісь затримує своє обертання, а права буде обертатися швидше. Одночасно збільшиться швидкість обертання правої півосьової шестерні і, відповідно, зменшиться число обертів лівої півосьової шестерні. При цьому сателіти будуть обертатися навколо своєї осі з якимось числом обертів.

В цьому випадку приріст числа обертів півосі можна знайти за формулою:

$$\Delta n = n_c \frac{Z_c}{Z_{\text{ш}}}, \quad (9.4)$$

де Z_c – кількість зубців;

n_c – частота обертання сателітів;

$Z_{\text{ш}}$ – кількість зубців півосьової шестерні.

Число обертів півосей будуть мати такі значення:

$$\text{правої } n_{\text{п}} = n_{\text{к}} + \Delta n = n_{\text{к}} + n_c \frac{Z_c}{Z_{\text{ш}}},$$

$$\text{лівої } n_{\text{л}} = n_{\text{к}} - \Delta n = n_{\text{к}} - n_{\text{с}} \frac{Z_{\text{с}}}{Z_{\text{ш}}}.$$

Склавши ліві і праві частини рівнянь, знайдемо:

$$n_{\text{п}} + n_{\text{л}} = 2n_{\text{к}}, \quad (9.5)$$

тобто сума чисел обертів півосей залишається незмінною і дорівнює подвійному числу обертів диференціальної коробки.

Обертаючий момент, підведений до диференціала $M_{\text{диф}}$ за однакової швидкості обертання півосей, дорівнює:

$$M_{\text{диф}} = M_{\text{л}} + M_{\text{п}}; M_{\text{л}} \approx M_{\text{п}} \quad (9.6)$$

Якщо не враховувати втрат на тертя в диференціалі, то як за однакових, так і за різних частот обертання півосей диференціал порівну розподіляє обертаючий момент $M_{\text{диф}}$ між ними. Рівність моментів $M_{\text{п}}$ і $M_{\text{л}}$ пояснюють тим, що сателіт представляє собою рівноплечий важіль, до середини якого прикладене зусилля з боку хрестовин, а по кінцях діють реакції з боків зубців напівосьових шестерень.

В свою чергу момент, підведений до кожної півосі, залежить від передавального числа редуктора і:

$$M_{\text{п}} \approx M_{\text{л}} \approx \frac{M_{\text{дв}} \cdot i \cdot \eta_{\text{м}}}{2}, \quad (9.7)$$

де $\eta_{\text{м}}$ – ККД тягової передачі.

В дійсності за різної частоти обертання півосей в механізмі диференціала з'являться втрати на внутрішнє тертя.

У цьому випадку при симетричному диференціалі, застосованому в тролейбусі, півосьові шестерні та півосі, які мають більшу частоту обертання, будуть передавати момент:

$$M' = 0,5 (M_{\text{диф}} - M_{\text{т}}) \quad (9.8)$$

де $M_{\text{т}}$ – момент тертя, який виникає в диференціалі при відносному обертанні напіввісей з різним числом обертів. Півосьові шестерні та півосі, що мають меншу частоту обертання, будуть передавати момент:

$$M'' = 0,5 (M_{\text{диф}} + M_{\text{т}}) \quad (9.9)$$

Здійснивши віднімання M' з M'' одержимо:

$$M'' - M' = M_T \quad (9.10)$$

Коефіцієнт корисної дії диференціалу:

$$\eta_{\text{диф}} = 1 - \frac{N_T}{N_{\text{диф}}} = 1 - \frac{M_T}{2M_{\text{диф}}} \cdot \frac{n' - n''}{n}, \quad (9.11)$$

де N_T – міцність тертя, що виникає в диференціалі за $n_{\text{л}} \neq n_{\text{п}}$.

n' , n'' – частоти обертання відповідних напівосьових шестерень;

$N_{\text{диф}}$ – міцність надана диференціалу.

Недоліки – при руханні з місця на слизькому шляху часто виникає буксування одного з ведучих коліс, які знаходяться на ділянці шляху з меншим коефіцієнтом зчеплення, чи менш навантаженого. Сумарна сила тяги екіпажу в цьому разі знизиться і буде визначатися тягою, яку дає буксуюче колесо, що має менше зчеплення зі шляхом. Із-за неспроможності використовувати силу тяги небуксуючого колеса екіпаж може спинитися, або не рушити з місця.

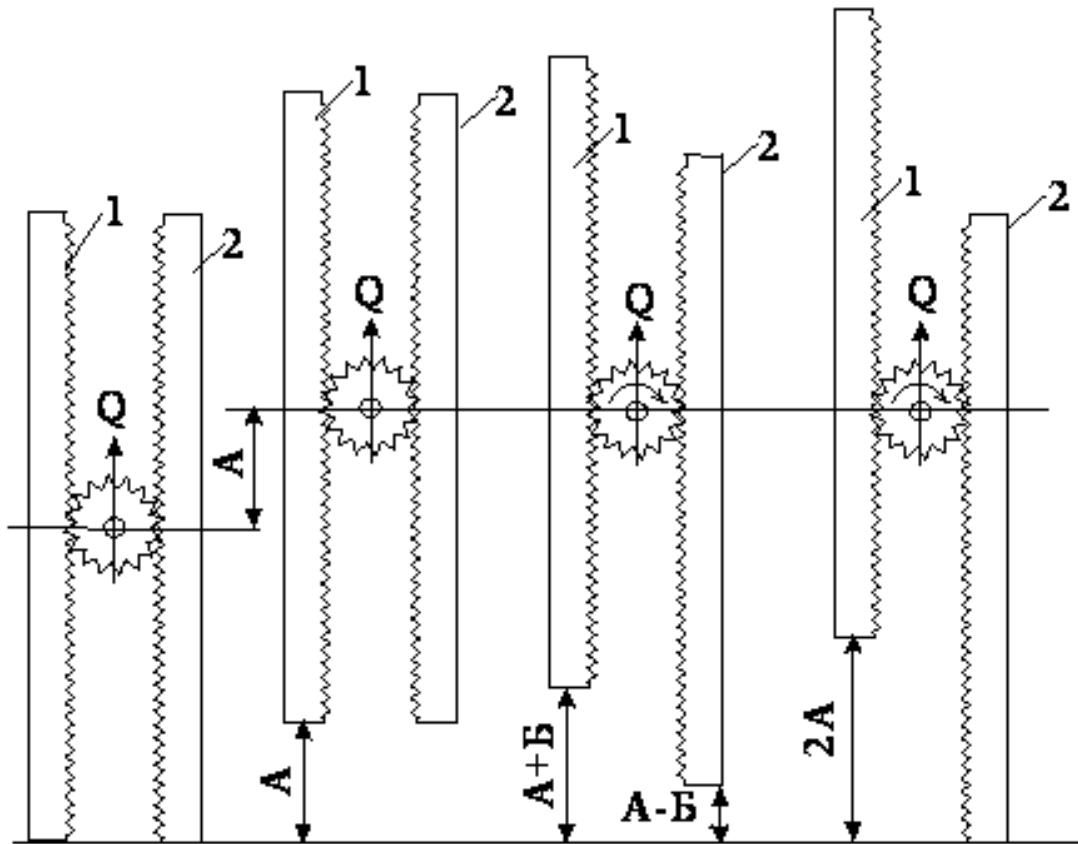


Рис. 9.6 – Схема принципу дії диференціала

9.4.7. Півосі та їх розрахунок

Півосі призначені для передачі обертаючих моментів від диференціалу до ведучих коліс рухомого складу при тяговому режимі та від ведучих коліс до диференціалу – при гальмовому режимі.

На сучасних тролейбусах, які мають значні вагові навантаження, застосовують тільки розвантажені півосі, які не несуть згинаючих зусиль, тобто не діють на згин. Цю функцію несуть їх кожухи, в яких півосі обертаються на підшипниках. Обидва кінця півосі 1 (рис. 9.5) мають шліци 21, за допомогою яких вона з'єднується з півосевою шестернею 19 і сонячною шестернею 7 ведучого колеса 10 і передає крутний момент.

Півосі тролейбуса розраховують на кручення.

Напруження кручення

$$\tau = \frac{M_{\text{диф}}}{W_{\text{кр}}}, [\text{МПа}], \quad (9.12)$$

$$W_{\text{кр}} = \frac{\pi d_{\text{в}}^3}{16} - \text{момент опору перерізу внутрішнім діаметром } d_{\text{в}}.$$

Кут закручення

$$\varphi = \frac{M_{\text{диф}} L}{GJ}, [\text{рад}] \quad (9.13)$$

де L – довжина півосі, м;

G – модуль пружності другого роду (модуль зсуву);

$$J - \text{момент інерції перерізу}, J = \frac{\pi d_{\text{в}}^4}{64}$$

Напруження на зріз шліца:

$$\tau_{\text{зр}} = \frac{P_{\text{зр}}}{F_{\text{зр}}}, \quad (9.14)$$

$$\text{де сила зрізу } P_{\text{зр}} = \frac{M_{\text{диф}}}{0,5d_{\text{в}} \cdot n \cdot k}$$

де n – кількість шліців;

k – коефіцієнт нерівномірностей розподілення навантаження по шліцам

($\kappa = 0,7 \div 0,8$);

$F_{зр}$ – площа зрізу ($F_{зр} = Ш \cdot Д$, m^2).

Напруження зминання:

$$\sigma_{зм} = \frac{P_{зм}}{F_{зм}}. \quad (9.15)$$

Сила зминання:

$$P_{зм} = \frac{M_{диф}}{0,25(d_з - d_в)n \cdot \kappa}. \quad (9.16)$$

Площа зминання:

$$F_{зм} = Д \cdot Н, [m^2]. \quad (9.17)$$

На тролейбусі півосі не працюють на згин завдяки конструкції моста, тому і розрахунку на цей вид деформації не підлягають.

Напруження τ ; $\tau_{зр}$; $\sigma_{зм}$ повинні бути менше допустимих для легованої сталі 40Х або 40ХНМ, з якої їх виготовляють.

10. ГАЛЬМУВАННЯ ТЗ

10.1. Загальні положення

Гальмування існує для уповільнення руху ТЗ чи повної його зупинки. *Гальмування* – це відбір кінетичної енергії у потягу, який рухається, перетворенням її в теплову енергію (за допомогою механічного та електрично-реостатного гальма), чи електричну енергію за допомогою рекуперації (повертання у тягову мережу).

Існують три режими гальмування (рис. 10.1):

1. *Службове гальмування* – використовують при номінальних режимах роботи РС на лінії для підгальмування РС при наявності обмежування швидкості чи повної зупинки.

2. *Екстрене* – використовують у виняткових (екстрених) випадках, при небезпеці зіткнення, чи наїзду для екстреної зупинки ТЗ при мінімальному гальмовому шляху.

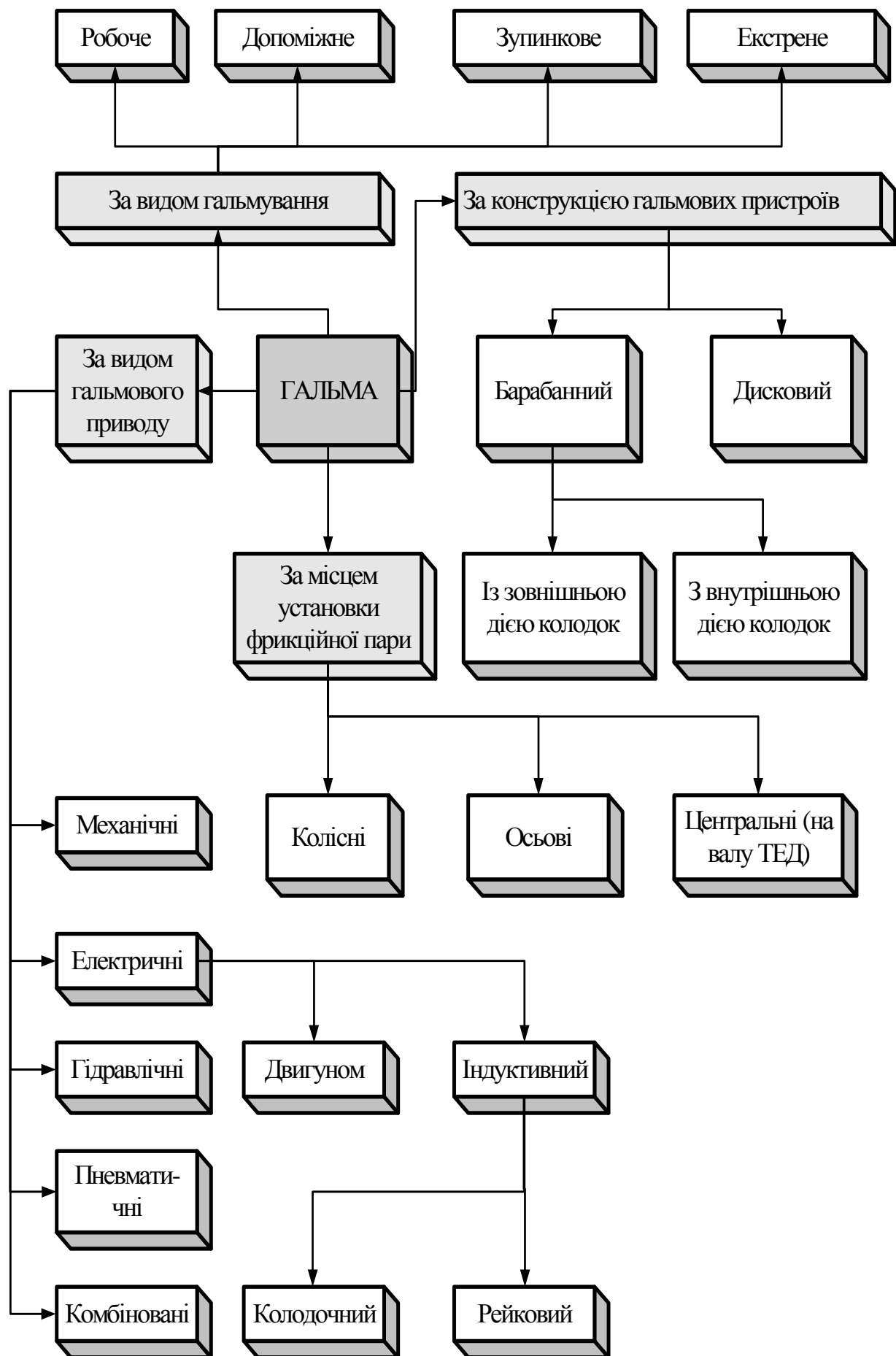


Рис. 10.1 – Класифікація гальм ТЗ

3. *Зупинкове гальмо* – використовують для запобігання неконтрольованого руху під дією зовнішніх сил (вітру, схилю, удару тощо).

Кожний режим гальмування пред'являє специфічні вимоги до гальмових пристроїв, тому ТЗ обладнаний кількома видами гальм і застосовують їх у сполученнях, які найбільш повно відповідають потребам кожного гальмового режиму.

Тролейбуси обладнані трьома видами гальм, незалежно працюючими один від одного:

Службове (механічне гальмо) – з пневматичним або пневмо–гідравлічним приводом. Воно знаходиться на всіх ходових колесах із роздільним приводом.

Допоміжне – електродинамічне гальмо, ТЗ гальмується за допомогою тягового двигуна з передачею гальмового моменту на центральний редуктор, а далі – на ведучі колеса.

Зупинкове – із приводом на задні ведучі колеса.

Підчас службового гальмування повинен бути забезпечений уватися гальмовий шлях (за нормативного навантаження $\alpha = 5 \text{ чол/м}^2$) на горизонтальній ділянці шляху із сухим асфальтовим покриттям підчас гальмування з початковою швидкістю $V = 60 \text{ км/год}$ не більше 36,7 м.

Допоміжне гальмо повинне забезпечувати уповільнення за таких же умов (дивись вище) не менше ніж $b = 0,8 \text{ м/с}^2$, в інтервалі швидкостей 40 – 10 км/год.

Зупинкове гальмо повинне забезпечити утримання тролейбуса, який стоїть, з максимальним навантаженням $\alpha = 8 \text{ чол/м}^2$ при сухому асфальтовому покритті шляху необмежений час на схилі в 5 ‰.

Екстрене гальмування повинне забезпечуватись одночасною дією робочого та допоміжного гальмування, які починають діяти від натискання однієї педалі.

10.2. Гальмові механізми

Гальмовий механізм механічного гальмування – пристрій, що перетворює кінетичну енергію транспортного засобу, що рухається, в теплову енергію, яка виникає в процесі тертя між гальмовими колодками та гальмовим барабаном.

Головні елементи гальмівного механізму – фрикційна пара, а додаткові – пристрої кріплення фрикційної пари та відведення теплоти, яка утворюється в результаті дій сил тертя.

Фрикційна пара складається з двох елементів (рис. 10.2):

- першим елементом є деталі тягової передачі, що обертаються, чи спеціально встановлені на них гальмові барабани або диски;
- другим елементом є гальмові колодки, що конструктивно зв'язані з кузовом чи з балками або мостами ходових частин (докладніше дивись нижче).

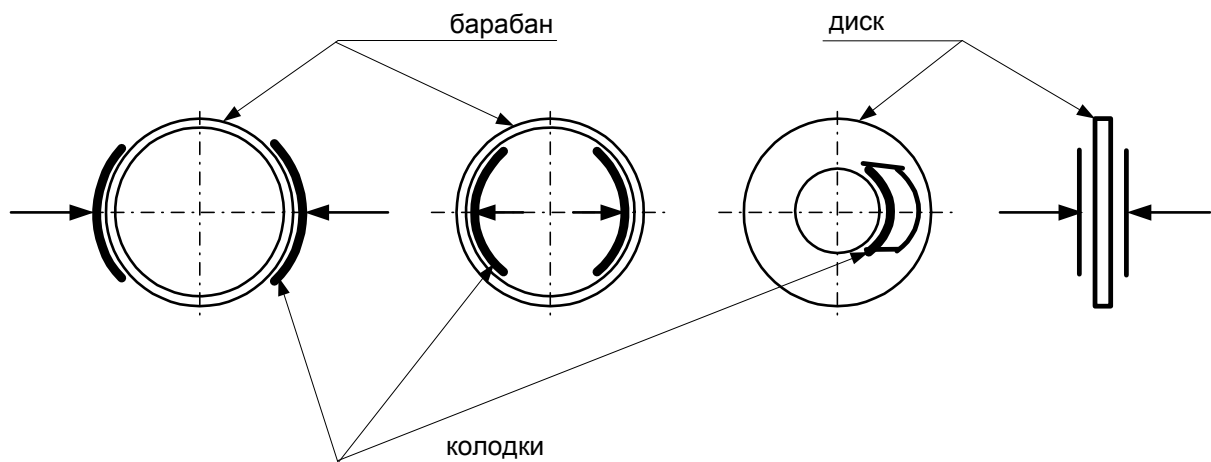


Рис. 10.2 – Розташування гальмових колодок

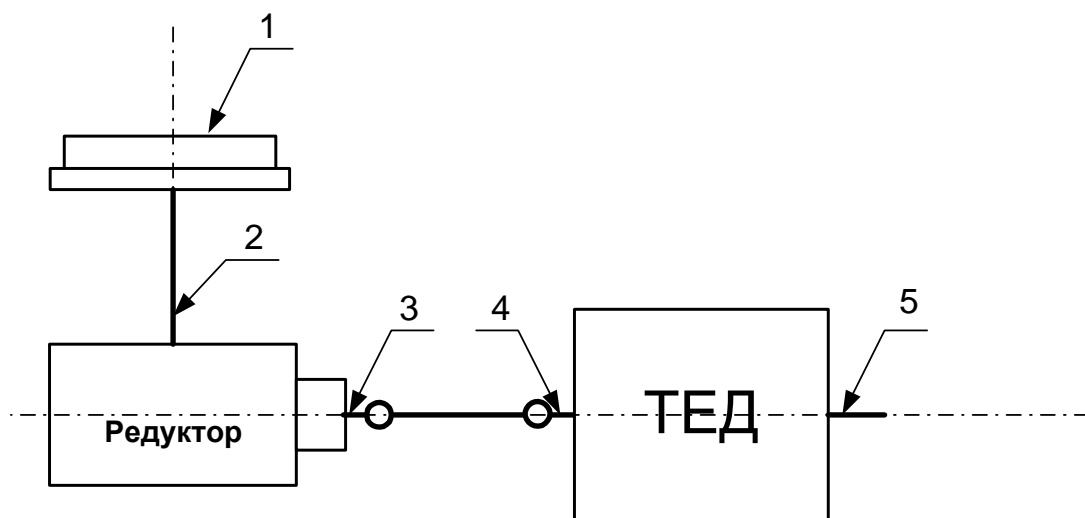


Рис. 10.3 – Розташування гальмових механізмів в системі

Матеріали фрикційних пар підбирають так, щоб зношувались більше гальмові накладки, а не елементи гальмового механізму, які обертаються. Як елемент фрикційної пари, що обертається, застосовують гальмові барабани, чи гальмові диски. Вони вбудовуються в ходове колесо (барабанне або дискове гальмо), або на поверхню катання бандажа колеса (колісно—колодкове гальмо, яке використовувалось на старих вагонах трамваю та метро). Існують барабанні гальма із зовнішньою дією колодок (трамвайний вагон та вагон метрополітену), або з внутрішньою дією колодок (тролейбус).

В залежності від місця розташування фрикційних пар (рис. 10.3) розрізняють гальма:

- 1) колісні (вбудовані в ходове колесо чи на ньому);
- 2) осьові (розташовані на осі колісної пари) та центральні (розташовані на валі ТЕД чи в тяговій передачі між ТЕД та тяговим редуктором);
- 3) на входному валі редуктора;
- 4) на валі ТЕД з боку редуктора;
- 5) на вільному кінці вала ТЕД.

Потужність гальмових пристроїв N залежить від місця їх розташування. Коли зменшується частота обертання n гальмового барабана чи диска повинне бути зростання гальмового моменту або необхідна сила натискання гальмових колодок на елемент гальма, що обертається.

$$N = knM, \quad (10.1)$$

де k – коефіцієнт, що враховує розмірність.

Враховуючи вищесказане, осьові гальма повинні мати більш міцний привід та конструктивно підсилені елементи кріплення гальмових колодок. Треба дати перевагу центральним гальмам, які мають меншу масу. Розміщення гальм на входному валі редуктора також має перевагу, тому що навантаження діє тільки на редуктор та вісь колісної пари. При розташуванні гальма на вільному кінці вала якоря ТЕД, додатково ще навантажується вал якоря та вся тягова передача.

На гальмовому барабані чи диску, гальмові колодки розташовані симет-

рично відносно осі обертання (гальма з двобічним тиском колодок), чи з однієї (гальма з однобічним тиском колодок).

На сучасних трамвайних вагонах колісно–колодкові гальма не застосовують, щоб не прискорювати знос бандажів, зменшити масу та не перегрівати гумові пружні елементи коліс.

У колісно–колодковому гальмі з однобічним тиском (рис. 10.4), сила $X_{\text{кп}}$ тиску колодок на бандаж передається на букси і урівноважується реакцією F_p рами візка, навантажуючи вісь згинаючими моментами M_F .

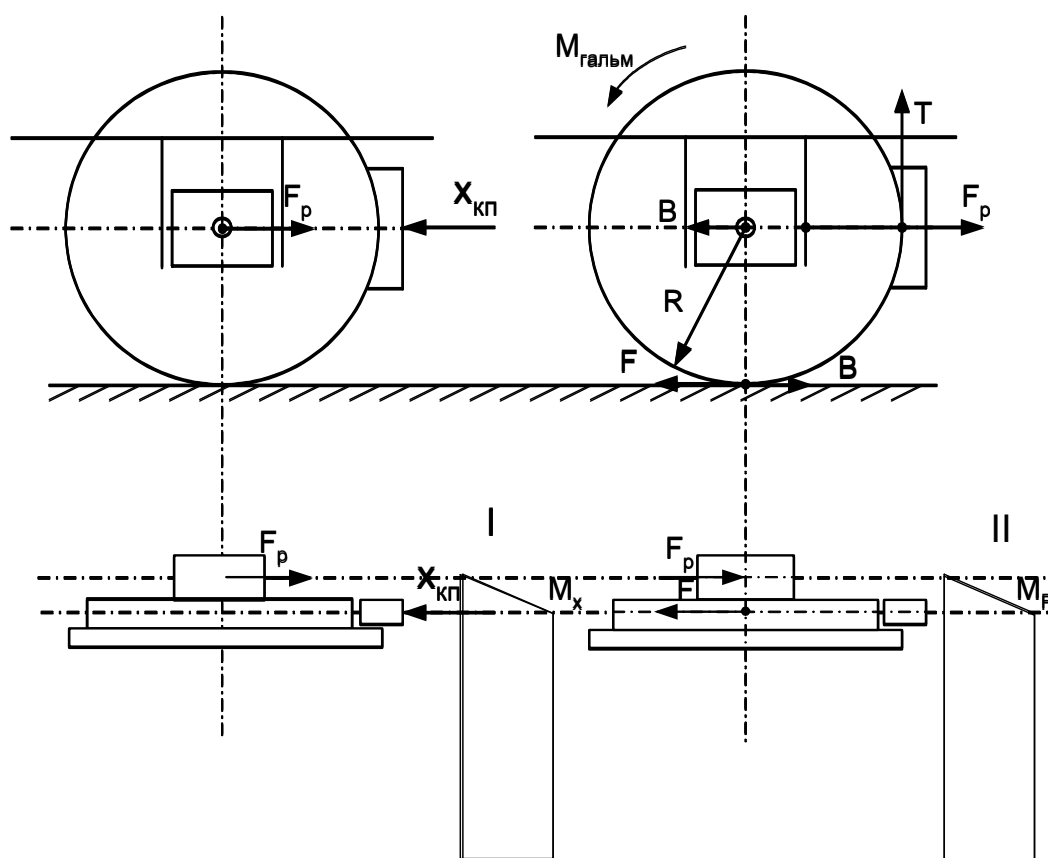


Рис. 10.4 – Розподіл навантажень з однобічним тиском гальм: I – епюра згинаючих моментів від сил $X_{\text{кп}}$; II – епюра згинаючих моментів від сил F

Внаслідок тиску гальмових колодок на бандажах з'являються сили тертя $T = X_{\text{кп}} \cdot \phi_{\text{кп}}$, які створюють на колісну пару момент $M_r = 2TR$. При наявності зчеплення коліс з колією момент M_r реалізується як сила $B = \frac{M_r}{2R} = T$, одна з яких передається колесом на колію та урівноважується силою зчеплення $F = B$, а

друга – передається на конструкцію кузова чи візка в площині осі КП та урівноважується рамними зусиллями F_p . На колісну пару будуть діяти реакції сили F на колесах та сили F_p від конструкції кузова чи візка, які навантажують вісь згинаючими моментами M_F . Оскільки $T < X_{\text{КП}}$, то і $M_F < M_X$, але вони складаються і додатково навантажують вісь КП.

При двобічному тиску колодок сили $X_{\text{КП}}$ взаємно врівноважуються і вісь КП навантажується тільки M_F (рис. 10.5). Окрім того, для створення однакового гальмового ефекту в цьому випадку потрібна сила $X_{\text{КП}}$ вдвічі менша, але схема гальмової передачі складніша. Прикладом такої системи приводу гальм являються колісно–колодкові гальма вагонів метрополітену серій Д та Е (рис. 10.6).

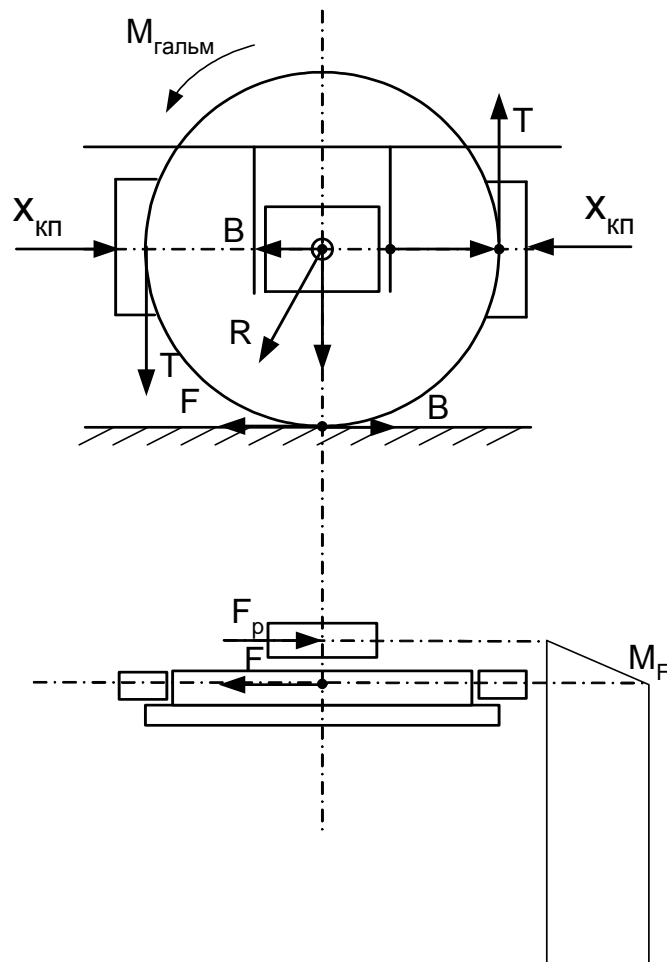


Рис. 10.5 – Розподіл навантажень з двобічним тиском гальм

В цій системі гальмові колодки 5 підвішені на підвісках 4 плаваючих важелів 3 і середніх важелів 10. Вони регулюються від зниження на бандажі коліс

підвіскою 2, що регулюється. Зусилля від штока гальмового циліндра 1 передається на гальмові колодки 5, через плаваючий важіль 3, з'єднуючи втулку 7, нижню тягу 8, дірчасту вилку 9 та середній важіль 10. Пружина 11 та зворотні пружини гальмових циліндрів відтягують гальмові колодки від бандажів коліс при відпусканні гальм. Грубе регулювання гальм здійснюється перестановкою важеля 10 в отворах дірчастої вилки 9, а тонке регулювання – обертанням з'єднуючої втулки 7 на гвинті 6.

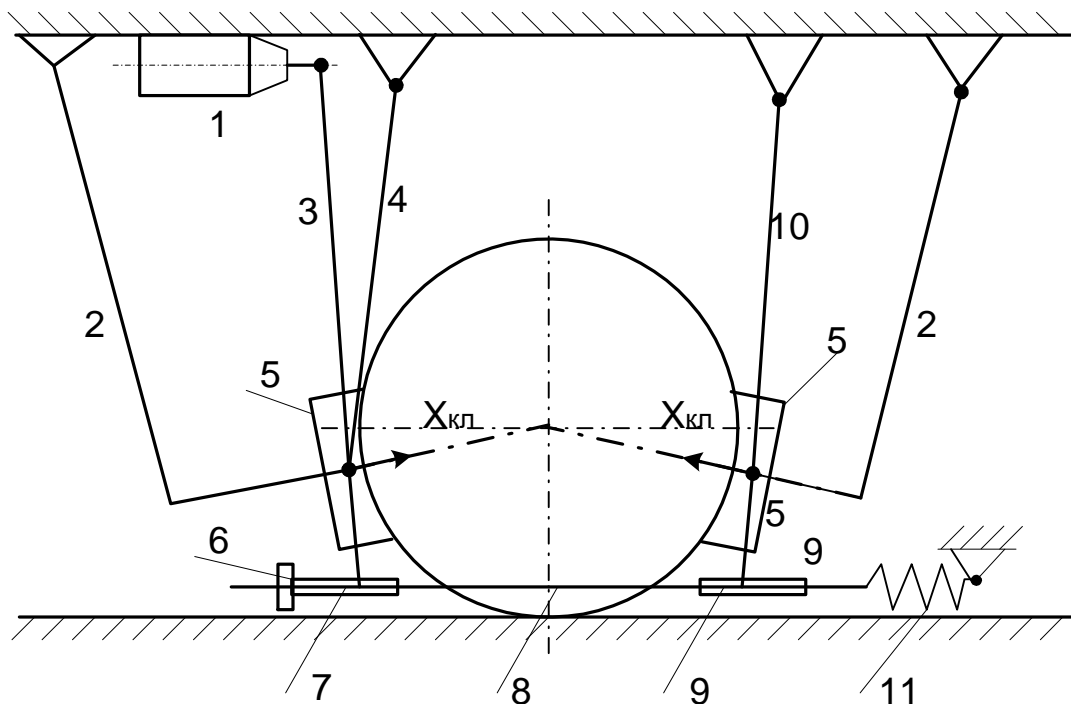


Рис. 10.6 – Схема колісно-колодкової системи гальм вагонів метрополітену серій Д та Е

В трамваї пневматичні гальма відсутні, немає пневмосистеми, що спрощує конструкцію трамваю. Всі гальма електричні, є електродинамічне гальмо (як у тролейбусі).

10.3. Основні елементи гальмової системи тролейбуса

Вивчення даного питання можливе на прикладі пневмосистеми тролейбуса ЗіУ–9 (рис. 10.7).

Компресор існує для стискання повітря (докладніше дивись нижче).

Запобіжний клапан існує для запобігання пневмосистеми тролейбуса від надмірного підвищення тиску у випадку несправності регулятора тиску. Він спрацьовує при підвищенні тиску більше ніж 0,9 МПа.

Регулятор тиску існує для підтримання тиску в пневмосистемі в межах 0,8 – 0,65 МПа. При підвищенні тиску більше ніж 0,8 МПа регулятор вимикає електродвигун компресора, а при зниженні тиску менше за 0,65 МПа – вмикає його і компресор подає стиснене повітря в систему.

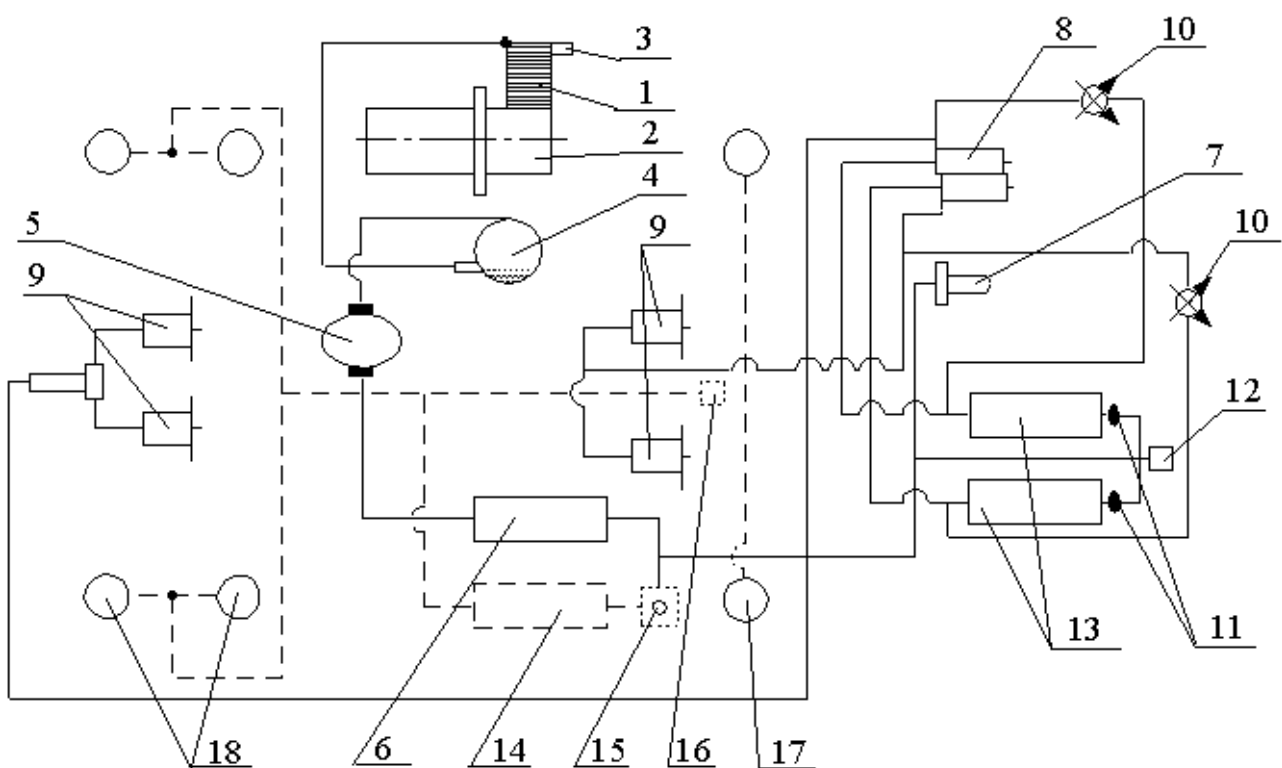


Рис. 10.7 – Схема пневмообладнання тролейбуса ЗіУ-9:

1 – компресор; 2 – електричний двигун приводу компресора; 3 – запобіжний клапан; 4 – масловологовіддільник; 5 – протизаморожувач; 6 – головний гальмовий резервуар; 7 – регулятор тиску; 8 – гальмовий кран водія; 9 – гальмові циліндри; 10 – манометри; 11 – зворотні клапани; 12 – буксирний клапан; 13 – гальмові резервуари контурів гальм переднього і заднього мостів; 14 – резервуар системи пневмопідвіски; 15 – редуктор тиску; 16 – регулятор рівня підлоги; 17 – пневморесори переднього моста; 18 – пневморесори заднього моста

Позиції 14–18 стосуються системи ресорного підвішування (дивись розділ "Ресорне підвішування").

Гальмовий кран є основним повітророзподільним механізмом гальмової системи і існує для подачі стисненого повітря з гальмових резервуарів (ресиверів) до гальмових виконавчих механізмів (гальмових циліндрів або гальмових камер). Він керується лівою педаллю водія.

Гальмовий механізм тролейбуса складається (рис. 10.8) із силових органів 1, які сприймають тиск стиснутого повітря і діють на вихідний шток 2. Шток повертає важіль 3, вал 4 і поворотний кулак 5, який розводить гальмові колодки 6, притискає останні до гальмових барабанів 7 коліс.

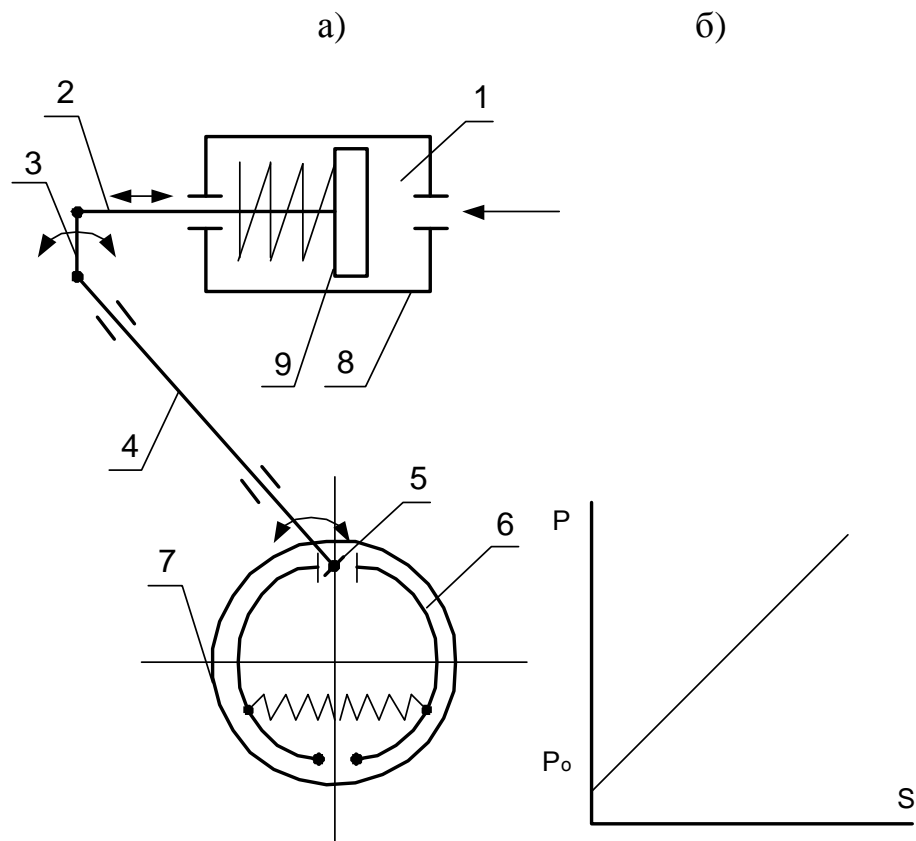


Рис. 10.8 – Схема (а) і графік (б) роботи гальмового механізму поршневого типу

Силових органів може бути два види: поршковий та діафрагмовий. В залежності від цього силовий орган може бути: 1) гальмовий циліндр, 2) гальмова камера. Останній варіант більш сучасний, але обидва вони механізми прямої

дії, тобто створюють силу при дії стиснутого повітря.

Позитивною стороною гальмового циліндра є великий хід поршня (не потребує тонких регулювань системи приводу), а негативною є:

- тертя і зменшення сили дії, особливо при поганому змащенні;
- наявність початкової несприятливості P_0 (графік залежності тиску P від ходу поршня 5, рис. 10.8, б), та вплив нещільності елементів тертя.

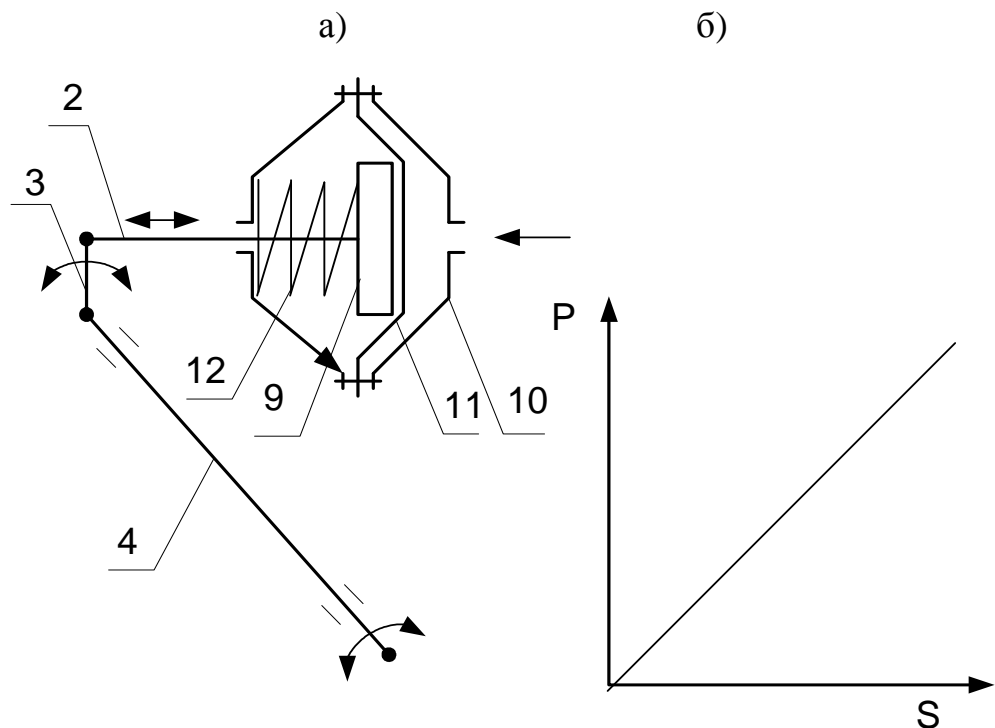


Рис. 10.9 – Схема (а) і графік (б) роботи гальмового механізму
діафрагменного типу

Гальмова камера (рис. 10.9) складається: з самої камери 10, поршня 9 та гумовокордової діафрагми 11, що підпружинена пружиною 12.

Позитивними сторонами є:

- відсутність втрат на тертя, від нещільності, та високий ККД завдяки малому опору;
- малий знос, висока довговічність, мала початкова нечутливість (на графіку залежності $P = f(S)$ відсутня зона P_0 , рис. 10.9,б);

– простота, мала трудомісткість промислового виробництва та технічного обслуговування.

Негативні сторони гальмової камери:

- малий хід штока;
- пошкодження діафрагми в місцях перегину.

10.4. Розрахунок гальмового механізму на нагрів

Розрахунок ведеться за рівнянням теплового балансу гальмового механізму при одиничному гальмуванні:

$$M_i (1 + \gamma) \frac{V_{T1}^2 - V_{T2}^2}{2} = M_6 \cdot c \cdot T_n + F_6 \cdot \int_0^t K \cdot T_n \cdot dt, \quad (10.2)$$

де $M_i = \frac{G_i}{g}$ – розрахункова маса тролейбуса, яка припадає на розглянуту

вісь чи колесо при гальмуванні, кг, при G_i – розрахункове вертикальне навантаження і-тої осі при навантаженні, кН;

$1 + \gamma$ – коефіцієнт інерції мас рухомого складу, що обертаються;

V_{T1}, V_{T2} – початкова та кінцева швидкість гальмування тролейбуса, м/с;

M_6 – маса гальмових барабанів та зв'язаних з ними деталей, які нагріваються, кг;

c – теплоємність матеріалу гальмового барабана (для сталі і чавуну $c = 0,525$ Дж/кг°C);

T_n – підвищення температури гальмового барабана над температурою навколишнього повітря, °C;

F_6 – поверхня охолодження гальмового барабана;

K – коефіцієнт теплопередачі між гальмовим барабаном та повітрям;

t – час гальмування, с;

Якщо зневажити випромінюванням тепла (при інтенсивному короткотривалому гальмуванні) до навколишнього середовища, із рівняння можемо знайти перебільшення температури гальмового барабана за одне гальмування:

$$T_n = \frac{M_i \cdot (1 + \gamma) \cdot (V_{T1}^2 - V_{T2}^2)}{2M_6 \cdot c} \quad (10.3)$$

З досліджених даних для нормальної роботи гальмових накладок перебільшення температури гальмового барабану за одно гальмування не повинно перебільшити 15°C . Інтенсивність тепловіддачі гальмового барабану в повітря визначають розмірами його поверхні та коефіцієнтом тепловіддачі, який залежить від його конструктивного компонування в гальмовому механізмі та гальмового механізму відносно інших вузлів ходової частини.

Зменшення нагріву гальм забезпечують за рахунок збільшення поверхні охолодження ребрінням гальмових барабанів, використанням барабанів із алюмінієвого сплаву, які відрізняються високою питомою теплоємністю та іншими конструктивними даними.

10.5. Принцип дії та розрахунок компресора

Компресор – це, як правило, машини із зворотньо–поступовим рухом поршня у циліндрі. Вони потрібні для стиснення та нагнітання повітря до пневмомагістралі тролейбуса (рис. 10.10).

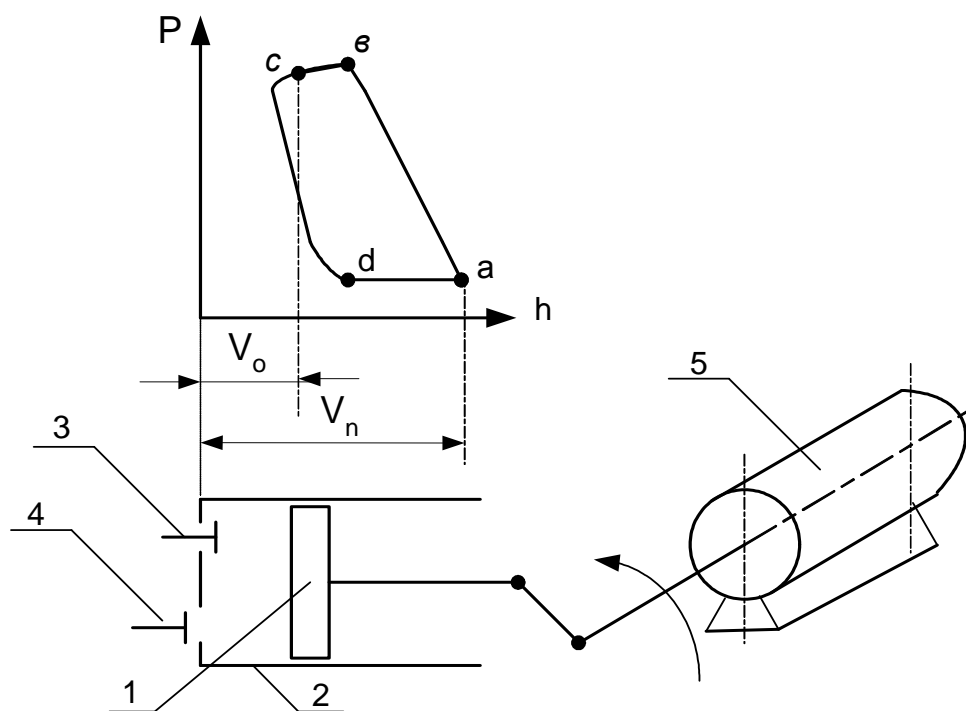


Рис. 10.10 – Діаграма залежності тиску P від висоти ходу поршня h компресора

Принцип роботи компресора розглянемо за індикаторною діаграмою (функція тиску P від ходу поршня h) $P = f(h)$. З ходом поршня 1 зліва направо в ци-

ліндри 2 створюється розрядження і відкривається впускний клапан 3. Циліндр наповнюється повітрям, що характеризує крива (d–a). З ходом поршня вліво відбувається стиснення, яке характеризує крива (a – в). Процес стиснення визначається умовами теплообміну між газом і стінками циліндра. Збільшення тиску повітря виникає до тих пір, доки воно не стане більше P_2 . Під дією різниці цих тисків відкривається нагнітаючий клапан 4 і здійснюється процес виштовхування – крива (в–с).

При зворотному русі поршня повітря, що лишилося в мертвому просторі V_0 циліндра, розширюється політропно і тиск падає (с – a).

Нагнітаючий клапан при цьому закритий. Як тільки тиск повітря в циліндрі стане нижчим за P_1 , відкриється впускний клапан і почнеться знову процес наповнення. Однак цей процес із-за впливу мертвого об'єму V_0 , почнеться з положення d, а не в крайньому лівому, що знизить наповнення циліндра повітрям і зменшить продуктивність компресора К. Тому мертвий об'єм (5 –10 % від повного V_n) прагнуть скоротити. Після підвищення тиску в пневмосистемі до заданого рівня компресор за допомогою регулятора тиску вимикається.

При наявності регулятора тиску можливі 4 варіанти відключення компресора: 1) з'єднання нагнітаючої магістралі з атмосферою через розвантажуючий клапан регулятора; 2) подача стисненого повітря в розвантажуючий пристрій, який зупиняє стиснення шляхом примусового відкриття впускного чи спеціального розвантажувального клапана; 3) подача тиску чи електричних сигналів до муфти, яка вимикає компресор від приводу; 4) відключення живлення електродвигуна.

На тролейбусах застосовують останній варіант. Компресори марок ЕК–4 (ЗіУ–9) – одноступеневі, розташування циліндрів – горизонтальне, однорядний з повітряним охолодженням, барботажем змащенням, та двохступеневим редуктором для зниження швидкості обертання.

Теоретична продуктивність компресора розраховується за формулою:

$$Q_T = Fhn, \text{ м}^3/\text{хв.}, \quad (10.4)$$

де F – площа поршня, м^2 ;

h – хід поршня, м;

n – число обертів вала, хв^{-1}

Дійсна продуктивність:

$$Q_d = Q_t h, \quad (10.5)$$

де $h = 0,9 \div 0,95$ – коефіцієнт подачі, що враховує витоки.

Останній залежить від технічного стану компресора, коефіцієнта дроселювання, коефіцієнта підігріву повітря, що всмоктується.

Робота стиску 1 кг повітря від атмосферного тиску P_o до тиску стиску P_k

$$L = \int_{P_o}^{P_k} V dP. \quad (10.6)$$

При ізотермічному стиску в циліндрі компресора питомий об'єм та тиск P підпорядковується закону:

$$PV = RT = \text{const}. \quad (10.7)$$

Після підстановки (4) рівняння в (3) і проінтегрувавши від P_o до P_k , отримаємо рівняння для роботи ізотермічного стиску.

$$L_{iz} = 2,303RT \cdot \log \frac{P_k}{P_o}. \quad (10.8)$$

Потрібна міцність для ізотермічного стиску повітря вагової продуктивності, що задана G_k (мається на увазі, що 1 кВт є еквівалентом 102 кг/с) визначається:

$$N_{iz} = \frac{L_{iz} \cdot G_k}{102 \cdot 60}, \text{кВт}. \quad (10.9)$$

11. ДВИГУНИ ВНУТРІШНЬОГО ЗГОРЯННЯ (ДВЗ)

11.1. Основи роботи ДВЗ

Поршневі двигуни внутрішнього згоряння відносяться до того класу теплових двигунів, у яких хімічна енергія палива перетворюється в теплову безпосередньо всередині робочого циліндра. В результаті хімічної реакції палива з киснем повітря, що надходить у циліндр, утворюються газоподібні продукти

згоряння з високими тиском і температурою. Перетворення отриманої теплової енергії в механічну здійснюється за допомогою передачі роботи розширення продуктів згоряння на поршень, поступально–зворотний рух якого перетворюється за допомогою шатунного механізму в обертальний на колінчатому валу двигуна.

Створюваний колінчатим валом крутний момент, робить корисну роботу, переборюючи опір зовнішнього навантаження.

Передбачений конструкцією двигуна газорозподільний механізм дозволяє здійснювати періодичне відкриття і закриття впускних і випускних органів, що забезпечують своєчасне заповнення циліндра свіжим зарядом повітря і видалення газів, що відпрацювали, а система паливоподачі – упрскування палива в циліндр.

Здійснення комплексу зазначених вище послідовних процесів, що періодично повторюються в кожному циліндрі і зумовлюють роботу двигуна, називається робочим циклом.

Високі температури процесу згоряння, що досягають $1800 - 2000^{\circ} \text{K}$, не є перешкодою для надійної роботи двигуна, тому що процес згоряння палива відбувається періодично, а стінки циліндра охолоджуються водою (чи повітрям).

Значний температурний перепад між найбільшою температурою газів при згорянні і найменшій їхній температурі наприкінці процесу розширення (близько $800 - 1000^{\circ} \text{K}$) обумовлює одержання високого коефіцієнта корисної дії робочого циклу.

Застосовуваний у двигунах спосіб використання хімічної енергії палива є одним з найбільш раціональних, тому що дозволяє обійтися при здійсненні робочого циклу без будь-якого проміжного робочого тіла (наприклад, пару), виробництво якого вимагає наявності додаткових агрегатів (казан, конденсатор, пароперегрівник), і, крім того, призводить до неминучої додаткової втрати деякої частини хімічної енергії палива.

Незважаючи на наявність досить значних теплових втрат (в основному з відпрацьованими газами і в охолоджуюче циліндр середовище), сучасні двигу-

ни внутрішнього згоряння й особливо двигуни із самозапалюванням палива чи так звані дизелі є найбільш економічними серед інших видів теплових двигунів, а отже, і найбільш досконалими.

11.2. Класифікація ДВЗ

Двигуни внутрішнього згоряння можуть бути поділені за наступними основними ознаками.

За способом здійснення робочого циклу:

- чотиритактні (Ч), в яких робочий цикл здійснюється за чотири ходи поршня, що відповідають двом оборотам колінчатого вала;
- двотактні (Д), в яких робочий цикл здійснюється за два ходи поршня, що відповідають одному обороту колінчатого вала.

Під тактом мають на увазі частину робочого циклу, що протікає в інтервалі між двома суміжними точками мінімального і максимального обсягів робочого циліндра. У зв'язку з зазначеними особливостями здійснення робочих циклів конструктивне оформлення чотирьох- і двотактних двигунів різне.

За способом дії:

- простої дії (Ч і Д), в яких робочий цикл відбувається в одній тільки верхній порожнині циліндра (мають переважне поширення);
- подвійної дії (ДД), в яких робочий цикл відбувається в двох порожнинах циліндра: верхній (над поршнем) і нижній (під поршнем).
- двотактні з протилежно рухомими поршнями (ПДП), що є, власне кажучи, двома 2–тактними двигунами простої дії з загальною камерою згоряння (мають обмежене застосування).

За способом наповнення робочого циліндра:

- без наддування, в яких усмоктування робочої суміші чи повітря здійснюється безпосередньо робочим поршнем (чотиритактні), чи заповнення циліндра відбувається продувним повітрям з тиском, необхідним лише для здійснення процесу зміни заряду (двотактні);
- з наддуванням, в яких робоча суміш чи повітря подають в циліндр з підвищеним тиском з особливого наддувного агрегату (чотиритактні), чи продувку

циліндра здійснюють повітрям підвищеного тиску, що забезпечує як зміну заряду, так і збільшення його ваги.

Під наддуванням мають на увазі збільшення кількості (ваги) свіжого заряду за рахунок підвищення тиску на впуску, а отже, і збільшення щільності заряду.

За родом застосовуваного палива:

- легкого рідкого палива (бензин, бензол, гас, спирт);
- важкого рідкого палива («дизельне» паливо, моторне паливо, мазут, солярова олія, газолін);
- газоподібного палива (гази – генераторний, природний, стиснутий, зріджений);
- газорідинні (основне паливо – газ, запальне паливо – рідке);
- багатопаливні, що працюють на різноманітному асортименті рідких палив, від легких до важких;
- пилоподібного палива, в яких тверде паливо (вугілля) підводять до системи сумішоутворення в здрібненому стані і розпилюють стисненим повітрям.

За способом сумішоутворення:

- з внутрішнім сумішоутворенням, в яких робоча суміш утворюється всередині робочого циліндра в результаті розпилювання палива, що впорскується в циліндр насосом під високим тиском – усі двигуни із samozапалюванням палива (дизелі), а також легкого палива, що мають безпосереднє упорскування палива в циліндр;
- із зовнішнім сумішоутворенням, в яких пальна суміш, що складається з парів рідкого легкого палива з повітрям чи з газу з повітрям, утворюється поза робочим циліндром: усі двигуни – карбюраторні, а також газоподібного палива з запалюванням від іскри.

Під сумішоутворенням мають на увазі процес готування пальної суміші з метою підготовки до спалювання в двигуні.

Під робочою сумішшю мають на увазі суміш свіжого заряду (повітря і розпиленого палива – у двигунах із внутрішнім сумішоутворенням) з газами, що залишилися в циліндрі після завершення робочого циклу (так звані «залишкові»

гази).

За способом запалення робочої суміші:

– із самозапалюванням палива (дизелі), в яких рідке паливо, що впорскується в камеру згоряння, самозаймається завдяки досить високій температурі, отриманій наприкінці процесу стиску;

– з примусовим запалюванням, в яких запалення пальної суміші відбувається в результаті запалювання її від стороннього джерела (електричної іскри) – всі карбюраторні й газові двигуни;

– зі змішаним запаленням, в яких запалення робочої суміші відбувається під впливом, з одного боку, температури стиснутого повітря (недостатньої для самозапалювання), а з іншого боку – під впливом розпечених стінок камери чи стиску особливого запальника («калоризатора») – усі так звані калоризаторні двигуни;

– з комбінованим запаленням, що, наприклад, працюють за «газорідинним» процесом, в яких паливна газова суміш примусово запалюється за рахунок самозапалювання рідкого запального палива, чи так звані «газодизелі».

За родом робочого циклу:

– з підведенням тепла при майже постійному обсязі – всі двигуни, що мають низький ступінь стиску і примусове запалювання палива (карбюраторні й газові);

– з підведенням тепла при майже постійному тиску – всі двигуни, що мають високий ступінь стиску із пневматичним (повітряним) розпилюванням палива і з самозапалюванням – усі так звані «компресорні дизелі»;

– зі змішаним підведенням тепла, в яких процес підведення тепла сприймається таким, що проходить частково при постійному об'ємі і частково при постійному тиску – усі сучасні двигуни з високим ступенем стиску з безпосереднім упорскуванням рідкого палива та із самозапалюванням (дизелі).

Під ступенем стиснення ϵ мають на увазі відношення повного обсягу циліндра V (сума обсягу простору стиску V_c і робочого обсягу циліндра V_s) до обсягу простору стиску V_c (коли обсяг робочого тіла досягає мінімуму).

Під робочим обсягом циліндра V_s мають на увазі обсяг циліндра, що звільняється поршнем при переміщенні його від положення мінімального обсягу до положення максимального обсягу.

За конструктивним виконанням (основні ознаки):

- тронкові, в яких роль направляючої виконує тронкова частина робочого поршня;
- з повзунами, так звані "крейцкопфні" (К), в яких роль направляючої замість поршня виконує повзун, що ковзає по паралелях;
- з вертикальним розташуванням циліндрів;
- з горизонтально розташованими циліндрами;
- однорядні, з розташуванням циліндрів в один ряд, у яких осі циліндрів паралельні і розташовані в одній площині;
- дворядні з паралельним розташуванням рядів (здвоєні) чи з розташуванням рядів під визначеним кутом (V-образні);
- багаторядні з розташуванням циліндрів під різними кутами (X-образні, H-образні, W-образні й інші швидкохідні й легкі типи двигунів;
- зіркоподібні однорядні з радіальним розташуванням циліндрів, що лежать в одній площині – швидкохідні ДВЗ;
- зіркоподібні багаторядні з паралельно розташованими рядами – швидкохідні ДВЗ, що мають, як правило, горизонтальне розташування колінчатого вала і, як виключення, – вертикальне;
- з протилежно рухомими поршнями з одним, двома чи більше колінчастими валами (в залежності від розташування рядів), з'єднаними між собою зубчатою передачею.

За напрямком обертання колінчатого вала:

- нереверсивні, що мають один постійний напрямок обертання;
- реверсивні, в яких зміна напрямку обертання здійснюється особливим реверсивним механізмом, що змінює фази газорозподілу;
- правої моделі (так звані «праві»), в яких напрямок обертання відбувається за годинниковою стрілкою;

– лівої моделі (так звані «ліві»), в яких напрямок обертання відбувається проти годинникової стрілки.

За середньою швидкістю поршня двигуни умовно поділяються на тихохідні – із середньою швидкістю поршня менш 6,5 м/с і на швидкохідні – із середньою швидкістю поршня 6,5 м/с і більше.

11.3. Сфера застосування ДВЗ

Двигуни внутрішнього згоряння одержали винятково широке поширення в найрізноманітніших галузях народного господарства, таких як: водний транспорт (головні і допоміжні двигуни на судах); авіаційний транспорт (літаки, вертольоти); залізничний транспорт (тепловози, мотовози); безрейковий транспорт (автомобілі, трактори); рибна промисловість (головні й допоміжні двигуни на судах); дорожня й будівельна індустрія (екскаватори, катки, пересувні електростанції); сільське господарство (МТС, електростанції, комбайни); лісова промисловість (пересувні електростанції, тягачі); нафтова промисловість (лебідки, бурові установки); комунальне господарство (дрібні й середні електростанції, насосні установки).

Основною причиною настільки широкого застосування ДВЗ у найрізноманітніших за призначенням енергетичних установках є те, що агрегатна потужність ДВЗ покриває величезний діапазон потужностей, а також те, що ДВЗ і особливо – дизелі – найбільш економічні серед існуючих теплових двигунів.

Найбільші споживачі два – цивільний і військовий морський і річковий флоти, де двигуни використовуються в якості головних і допоміжних агрегатів.

11.4. Конструкція ДВЗ

Корпус складається з наступних нерухомих основних частин двигуна: картера, циліндрів і кришок. Ці частини повинні бути зв'язані між собою в єдину жорстку систему для запобігання деформації при роботі двигуна під дією сил тиску газів і сил інерції рухомих частин.

Підшипники для колінчатого вала встановлюються в гніздах картера. Підшипники складаються з двох циліндричних напіввкладишів (або одного вкладиша) і кришки, що притискається до рами шпильками або болтами.

Основне призначення картера – зв’язати блок-циліндр з фундаментною рамою і утворити повністю закриту і непроникну для газів і масла порожнину для колінчатого валу і шатунно-поршневого механізму.

Найбільш відповідальною частиною корпусу є верхня частина – блок-циліндри. Блок-циліндри 4-тактних двигунів мають найбільш просту коробчасту конструкцію, що складається безпосередньо з блока з вертикальними перегородками між циліндрами, в яких повинні бути передбачені отвори для перепуску охолоджуючої рідини. Блок-циліндри 2-тактних двигунів мають більш складну конструкцію, оскільки крім порожнин для охолоджуючої рідини, повинні бути оснащені порожнинами для підведення продувочного повітря і відведення випускних газів.

Кришка (головка) циліндрів замикає верхню частину камери згоряння і визначає разом із днищем поршня форму й обсяг камери згоряння (стиску). Кришка циліндра піддається тиску газів і дії високих температур. Зовнішня форма кришки – циліндрична, квадратна, шести – чи восьмигранна. При діаметрі циліндра менше 200 мм звичайно переходять з індивідуальних кришок на блок – кришки, що представляють один загальний виливок для декількох циліндрів чи для всього двигуна.

Поршнева група складається з наступних основних деталей: поршня, поршневих кілець і поршневого пальця. Умови роботи поршня важкі, оскільки крім механічних напружень від тиску газів і сил інерції в поршні виникають температурні напруження внаслідок відводу тепла від нагрітої газами голівки в охолоджуюче середовище.

Рациональна конструкція поршня повинна забезпечити: а) надійне ущільнення камери згоряння від пропуску газів; б) такий відвід тепла від голівки поршня, щоб температура днища і поршневих кілець не перевершили величин, що допускаються; в) надійне змащення направляючої поршня, кілець і пальця; г) видалення надлишків масла, що можуть проникати в камеру згоряння.

Конструкція поршня залежить від типу двигуна, його розмірів, ступеня швидкості, обраних матеріалів і способу виготовлення. За конструктив-

ним виконанням розрізняють поршні простої і подвійної дії.

У голівці розміщають канавки для поршневих кілець, кількість яких залежить від швидкохідності двигуна й тиску в камері згоряння. Поршневі кільця поділяються на ущільнювальні (компресійні) і маслоснімні.

Ущільнювальні кільця служать для запобігання прориву газів з камери згоряння в картер, а також для відводу тепла від голівки поршня в охолоджуючу рідину. Маслоснімні кільця видаляють надлишки масла з дзеркала циліндра, щоб воно не могло проникнути в камеру згоряння.

Поршневі кільця у вільному стані (поза циліндром) мають трохи більший діаметр, ніж циліндр, завдяки чому, будучи стиснутими і вставленими в циліндр, вони натискають на його стінку.

Поршневий палець з'єднує поршень з шатуном. Шатун служить для передачі на шатунну шийку колінчатого вала зусилля від тиску газів на поршень. Шатун складається з верхньої (поршневий) голівки, стрижня, нижньої голівки і шатунних болтів. Шатун повинен забезпечувати необхідну міцність і твердість конструкції при мінімальній її вазі і надійній роботі підшипників верхньої і нижньої голівок.

Колінчатий вал є однією з найбільш відповідальних деталей «руху», тому що передає роботу окремих циліндрів у виді змінного крутного моменту на вихідний вал. Шийки колінчатого вала, обертаючись в картерних підшипниках, піддаються зносу. Колінчатий вал складається з корінних і шатунних шийок, щік і сполучних фланців; на валу встановлюють противаги, приводні шестірні, маховики, валоповоротні пристрої й ін.

Основне призначення механізму газорозподілу – керування процесами впуску свіжого заряду і випуску газів, що відпрацювали. Механізм газорозподілу в 4–тактних двигунах складається з розподільного вала з приводом до нього, кулачних шайб (на валу), штовхальників, штанг, важелів, клапанів – впускних і випускних; у 2–тактних двигунах газорозподіл здійснюється самим поршнем через продувні і випускні вікна в циліндрі, чи через вікна (продувка) і клапани в кришці (випуск). Передавальне відношення чисел обертів розподільного вала

до колінчатого складає в 4–тактних двигунах 1:2 (тому що відкриття клапанів відбувається один раз за два оберти колінчатого вала), тоді як у 2–тактних – 1:1.

Основними деталями клапанного комплекту є: клапан, корпус клапана, направляюча втулка, пружина і її тарілка. Клапани під час роботи піддаються впливу високих температур, а також значним динамічним навантаженням. Температури впускних клапанів досягають 300–400° С, а випускних – 600–800° С.

Привід клапанів здійснюється від кулачних шайб розподільного вала, розташованого паралельно колінчатому валу уздовж усього двигуна. Як виключення, застосовується привід вихлопних клапанів від шайби, закріпленої на колінчатому валі.

Розподільний вал роблять суцільним або складеним, установлюють на різних опорних підшипниках, залитих антифрикційним сплавом, і забезпечують опорним підшипником, що сприймає зусилля від механізмів приводу.

СПИСОК ЛІТЕРАТУРИ

1. Ефремов И.С., Гущо–Малков Б.П. Теория и расчет механического оборудования подвижного состава городского электрического транспорта. – М: Транспорт, 1970. – 480 с.
2. Ефремов И.С. Троллейбусы. Теория и расчет. – М.: Транспорт, 1969.
3. Максимов А.Н. Городской электротранспорт. Троллейбус. М.: Академия, 2004.– 256 с.
4. Иванов М.Д., Пономарёв А.А., Иеропольский Б.К. Трамвайные вагоны Т–3. М.: Транспорт, 1977. – 240 с.
5. Бондаревский Д.И., Черток М.С., Пономарёв А.А. Трамвайные вагоны РВЗ–6М2 и КТМ–5М3. – М.: Транспорт, 1975 – 256 с.
6. Бакулин А.С. и др. Сооружения, устройства и подвижной состав метрополитена. – М.: Транспорт, 1979.
7. Пономарёв А.А., Иеропольский Б.К.. Подвижной состав и сооружения городского электротранспорта. М.: Транспорт, 1981.
8. Устройство и ремонт электропоездов метрополитена/ под ред. Э.А. Сементовского. М.: Транспорт, 1991. – 335 с.
9. Ефремов И.С., Кобозев В.М., Шевченко В.В. Технические средства городского электрического транспорта. – М.: Высшая школа, 1985. – 448 с.
10. Ваншейдт В.А. Судовые двигатели внутреннего сгорания. Л.: Судпромгиз, 1962. – 544 с.

Навчальне видання

Конспект лекцій з курсу "Механічне обладнання транспортних засобів"
(для студентів 3,4 курсів усіх форм навчання спеціальності 7.092201 – "Електричні системи і комплекси транспортних засобів")

Укладачі: Андрій Віталійович Коваленко,
Ігор Леонідович Скуріхін

Відповідальний за випуск: В.Х. Далека

Редактор Д.Ф. Курильченко

План 2008, поз. 165Л

Підп. до друку 11.06.08	Формат 60x84, 1/16.	Папір офісний
Друк на ризографі.	Обл. – вид.арк. 6	Ум.- друк. арк. 4,8
Тираж 100 прим.	Замовл. №	

61002, Харків, ХНАМГ, вул. Революції, 12

Сектор оперативної поліграфії ІОЦ ХНАМГ

61002, Харків, ХНАМГ, вул. Революції, 12